



TUGAS AKHIR - TM 141585

**OPTIMALISASI PERFORMA PLTU KAPASITAS 420 MW
MENGUNAKAN VARIASI PADA TEKANAN DAN MASSA
EKSTRAKSI TURBIN LP**

**YON SATRIA GO
NRP 2109 100 140**

**Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015**



FINAL PROJECT - TM 141585

**PERFORMANCE OPTIMIZING OF STEAM POWER PLAN
CAPACITY 420 MW WITH PRESSURE AND MASS
EXTRACTION VARIATION ON LP TURBINE**

YON SATRIA GO
NRP 2109 100 084

Academic Supervisor
Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

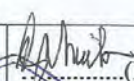


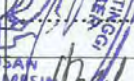
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015

**OPTIMALISASI PERFORMA PLTU
KAPASITAS 420 MW MENGGUNAKAN VARIASI PADA
TEKANAN DAN MASSA EKTRAKSI TURBIN LP**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik pada Bidang Studi Konversi Energi Program
Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :
YON SATRIA GO
NRP. 2109 100 140

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :	
1. <u>Prof. Dr.Ir.Djarmiko Ichsani,M.Eng.</u> (NIP. 195310191979031002)	(Pembimbing)
2. <u>Dr.Ir. Budi Utomo K. W., MT</u> (NIP.195312191981031001)	(Penguji I)
3. <u>Dr. Ary Bachtiar K.P.,ST.,MT</u> (NIP.196401041988031001)	(Penguji II)
4. <u>Dr.Bambang Sudarmanta, ST, MT</u> (NIP.198105292003122001)	(Penguji III)

**SURABAYA
JULI 2015**

halaman ini sengaja dikosongkan



OPTIMALISASI PERFORMA PLTU KAPASITAS 420 MW MENGUNAKAN VARIASI PADA TEKANAN DAN MASSA EKSTRAKSI TURBIN LP

Nama Mahasiswa : Yon Satria Go
NRP : 2109 100 140
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Prof.Dr.Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

Abstrak

Kebutuhan listrik dunia terutama di Indonesia setiap tahunnya semakin meningkat seiring dengan pertumbuhan ekonomi dan penambahan jumlah penduduk serta adanya peningkatan gaya hidup masyarakat. Untuk itu diperlukan berbagai langkah antisipasi dari pemerintah pusat maupun daerah selaku pemegang kekuasaan agar produksi listrik masih dapat mengimbangi konsumsi listrik dalam negeri. PLN setidaknya menerapkan dua langkah utama untuk dapat meningkatkan produksi listrik domestik, yaitu dengan membangun unit-unit pembangkit baru, dan juga dengan meningkatkan efisiensi kerja. Untuk meningkatkan efisiensi, sebuah pembangkit dapat menambahkan komponen seperti economizer, reheater serta feedwater heater.

Untuk menganalisa sebuah PLTU dapat menggunakan analisa termodinamika, untuk mencari kalor masuk pada boiler (Q_{in}), kerja yang dihasilkan turbin (W_t), kerja yang dibutuhkan pompa (W_p), dan nilai efisiensi pembangkit secara keseluruhan baik secara manual maupun dengan bantuan software Gatecycle. Metode optimasi yang dilakukan yaitu dengan mengubah komposisi nilai % massa dan tekanan pada turbin LP yang menuju LPH1, LPH2 dan LPH3.

Dari penelitian ini didapatkan sebuah model simulasi pada GateCycle secara mandiri berdasar data heat balance. Dan didapat nilai tekanan ekstraksi terbaik, yaitu pada tekanan P1 – 0.5 kg/cm^2 , serta komposisi yang optimal untuk tekanan pada



ekstraksi turbin yaitu 6% menuju LPH 1, 5% menuju LPH 2 dan 5% menuju LPH 3 sehingga terjadi peningkatan pada daya pembangkit sebesar 1.13 MW menjadi 421.25 MW serta peningkatan efisiensi pembangkit sebesar 0.1% menjadi 37.39%.

Kata Kunci : PLTU, Effisiensi, GateCycle, Feedwater Heater



PERFORMANCE OPTIMIZING OF STEAM POWER PLANT CAPACITY 420 MW WITH PRESSURE AND MASS EXTRACTION VARIATION ON LP TURBINE

Student Name : Yon Stria Go
NRP : 2109 100 140
Department : Mechanical Engineering FTI - ITS
Advisor Lecture : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

Abstract

The worlds electricity needs, especially in Indonesia each year is increasing along with economic growth and population growth and an increase in peoples lifestyles. It is necessary for the various steps in anticipation of central and local government as the authority in order to still be able to offset the electricity production of domestic electricity consumption. PLN least implement two major steps to increase domestic electricity production, namely by building new generating units, and also by improving the working efficiency. To improve efficiency, a power plant can add components such as economizer, reheater and feedwater heater.

To analyze a plant can use thermodynamic analysis, to find the entrance to the boiler heat (Q_{in}), work produced turbine (W_t), work required pump (W_p), and the value of the overall plant efficiency either manually or with the help of software Gatecycle. Optimization methods that do that is by changing the composition of the value of by mass and the pressure on the Low Pressure turbine towards LPH1, LPH2 and LPH3.

From this study a simulation model based on the data independently GateCycle heat balance from Steam Power Plant with capacity 420 MW. And obtained the best value extraction pressure, namely the pressure $P_1 - 0.5 \text{ kg / cm}^2$, and the right composition for the extraction pressure turbine that is 6% toward the LPH 1, 5% towards LPH 2 and 5% toward the LPH 3



resulting in an increase in plant power by 1.13 MW to 421.25MW and efficiency by 0.1% to 37.39%.

Keywords: high pressure heater, performance analysis



KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis curahkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas limpahan rahmat dan hidayah-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
2. Kedua orang tua tercinta, kakak Yan, dan adik Surya, Danta dan Wira yang senantiasa memberi dukungan dan doa hingga penulis bisa menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Dr. Ir. Budi Utomo K. W., ME., Bapak Dr. Ary Bachtiar K. P., ST., MT., Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT., selaku dosen penguji proposal tugas akhir dan tugas akhir penulis, terima kasih atas saran-saran yang telah diberikan.
4. Bapak Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng. selaku Dosen wali penulis, terima kasih atas kebaikan, perhatian, dan saran-saran yang telah ibu dan bapak berikan selama ini.
5. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc. Eng. PhD selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin yang telah memberikan dukungan kepada penulis untuk segera menyelesaikan studinya.
6. Bapak Prof. Dr. Ir. Wajan Berata, DEA., selaku dosen pembimbing Perencanaan Elemen Mesin, terima kasih atas ilmu pengetahuan yang diberikan selama ini.
7. Seluruh Dosen dan karyawan jurusan Teknik Mesin ITS,



8. Keluarga besar penulis yang senantiasa memberikan doa, dan dukungannya kepada penulis sehingga penulis bisa menyelesaikan tugas akhir ini.
9. Partner TA, teman diskusi, dan lain sebagainya Rosita Suroso, yang selalu bersama-sama dengan penulis hingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan.
10. Teman seperjuangan penulis, Dina Aristi dan Yesty Magfiroh yang selalu memberikan dukungan dan kerja sama dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
11. Sahabat penulis Endi, Irvan, Abu, Cungkring, Latif, Tyo, Jatmiko, Dani, Dina, Devia, dan teman-teman M52 lainnya terima kasih atas cerita dan motivasinya yang selalu memberikan inspirasi dan semangat penulis untuk lebih maju.
12. Teman-teman satu KWU HMM pada khususnya dan semua pengurus HMM periode 2010/2011, terima kasih atas persahabatan dan pengalaman selama menjadi pengurus.
13. Teman-teman AUTOSPORT, terima kasih atas persahabatan dan pengalaman yang berharga selama menjadi pengurus.
14. Teman-teman lab. Perpindahan Panas David, Azwar, Akbar dan lainnya terima kasih atas doa dan dukungannya.
15. Seluruh civitas akademik Teknik Mesin ITS.
16. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juli 2015

Penulis



DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL	xv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Dasar Teori	5
2.1.1 Siklus <i>Rankine</i>	6
2.2 Analisa Termodinamika	11
2.3 Perhitungan Sistem <i>Powerplant</i>	12
2.3.1 Analisa Turbin	13
2.3.2 Analisa Kondenser.....	14
2.3.3 Analisa Pompa	14
2.3.4 Analisa Boiler	15
2.3.5 Analisa <i>Feedwater Heater (Close Feed)</i>	16
2.3.6 Analisa <i>Feedwater Heater (Close Feed)</i> dengan menggunakan trap.....	17
2.3.7 Analisa <i>Feedwater Heater (Open Feed)</i>	18
2.3.8 Analisa <i>Reheat</i>	19
2.4 Gambaran Umum <i>Gatecycle</i>	19
2.4.1 Definisi <i>GateCycle</i>	19
2.4.2 Fungsi <i>GateCycle</i>	20
2.5 Penelitian Terdahulu.....	22



BAB III METODOLOGI PROSES ANALISA	25
3.1 Pemodelan Kondisi Eksisting Pembangkit pada <i>Software Gatecycle</i>	25
3.2 Analisa Termodinamika Pembangkit	28
3.3 Analisa Performa Pembangkit Tenaga Uap.....	29
3.4 Variasi pada <i>Low Pressure Turbine</i>	31
3.5 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	34
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	35
4.1 Data Sistem PLTU Kapasitas 420 MW	35
4.2 Membangun Model Awal PLTU di <i>Gatecycle</i>	37
4.3 Perhitungan Sistem Pembangkit dengan Menggunakan Analisa Secara Termodinamika	40
4.3.1 Perhitungan Kerja yang dihasilkan oleh Turbin... 31	
4.3.2 Perhitungan Nilai Kalor yang Dibutuhkan Boiler 42	
4.3.3 Perhitungan Kerja yang Dibutuhkan Pompa	42
4.3.4 Perhitungan Fraksi Massa pada Feedwater Heater ... 43	
4.3.5 Menghitung Effisiensi Pembangkit	46
4.3.6 Perbandingan Hasil pada <i>Gatecycle</i> dengan Perhitungan Termodinamika	47
4.4 Analisa PLTU 420 MW dengan Variasi di LP Turbin 48	
4.4.1 Analisa Daya Pembangkit.....	50
4.4.1.1 Analisa Daya pada Variasi P 1	50
4.4.1.2 Analisa Daya pada Variasi P 2	51
4.4.1.3 Analisa Daya pada Variasi P 3	52
4.4.2 Analisa Nilai Effisiensi Pembangkit.....	54
4.4.2.1 Analisa Effisiensi pada Variasi P 1	54
4.4.2.2 Analisa Effisiensi pada Variasi P 2	55
4.4.2.3 Analisa Effisiensi pada Variasi P 3	56
4.4.3 Grafik Gabungan Effisiensi Masing-Masing Variasi Tekan	57
BAB V PENUTUP.....	59
5.1. Kesimpulan.....	59
5.2. Saran.....	59
DAFTAR PUSTAKA.....	60



DAFTAR TABEL

Tabel 1.1 Perkembangan Neraca Listrik Domestik.....	1
Tabel 3.1 Parameter input dalam mendesain PLTU di <i>Gatecycle</i>	27
Tabel 3.2 Variasi pada PLTU kapasitas 420 MW	33
Tabel 4.1 Data-data awal sistem pembangkit yang digunakan untuk melakukan perhitungan daya dan efisiensi <i>powerplant</i> secara <i>teoritis</i>	35
Tabel 4.2 Perbandingan hasil <i>Gatecycle</i> dengan analisa termodinamika.....	47
Tabel 4.3 Nilai Daya pada Variasi Tekanan P2.....	51
Tabel 4.4 Nilai Efisiensi pada Variasi Tekanan P2.....	55



halaman ini sengaja dikosongkan



BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kebutuhan listrik dunia terutama di Indonesia setiap tahunnya semakin meningkat seiring dengan pertumbuhan ekonomi dan penambahan jumlah penduduk serta adanya peningkatan gaya hidup masyarakat. Untuk itu diperlukan berbagai langkah antisipasi dari pemerintah pusat maupun daerah selaku pemegang kekuasaan agar produksi listrik masih dapat mengimbangi konsumsi listrik dalam negeri. Neraca Listrik Domestik tahun 2004 sampai dengan 2012 yang diterbitkan oleh kementerian ESDM ditunjukkan pada Tabel 1.1. Pemakaian tenaga listrik di sektor Industri, Komersial, Publik dan Rumah Tangga terus meningkat dan dapat diperdiksi bahwa pada tahun 2013 maupun tahun-tahun berikutnya konsumsi listrik akan tetap terus bertambah.

Tabel 1.1 Perkembangan Neraca Listrik Domestik

	2004		2005		2006		2007		2008		2009		2010		2011		2012	
	GWh	%	GWh	%	GWh	%	GWh	%	GWh	%	GWh	%	GWh	%	GWh	%	GWh	%
Pembangkitan																		
1. Produksi PLN	56.192		101.282		104.469		111.241		118.047		120.459		131.710		142.739		149.783	
2. Produksi Nire-PLN (PP dan PPU)	23.970		26.008		28.640		31.189		31.390		34.379		38.076		40.682		50.506	
Total Produksi Bruto	120.162		127.370		133.108		142.441		149.437		154.838		169.786		183.421		200.291	
Pemakaian Sendiri Pembangkit & Losses	18.956		14.237		14.736		15.239		15.094		15.484		15.554		17.086		19.429	
Total Produksi Netto	101.206		113.133		118.372		127.202		134.343		139.354		153.832		166.335		180.862	
Pemakaian Akhir	100.697		107.032		112.610		121.247		129.019		134.582		147.297		157.993		173.990	
1. Industri	40.324	40,3	42.448	39,7	43.615	38,7	45.803	37,8	47.989	37,2	46.204	34,3	50.985	34,6	54.725	34,6	61.176	34,6
2. Komersial	21.185	21,2	17.023	15,9	18.416	16,4	20.608	17,0	22.826	17,8	24.825	18,4	27.157	18,4	28.309	17,9	30.988	17,8
3. Publik	5.927	5,9	6.377	6,0	6.826	6,1	7.511	6,2	7.840	6,2	8.607	6,4	9.330	6,3	9.848	6,2	10.694	6,1
4. Rumah Tangga	38.586	38,6	41.184	38,5	43.753	38,9	47.325	39,0	50.184	38,9	54.945	40,8	58.825	40,6	65.110	41,2	72.133	41,5

Sumber: prokum.esdm.go.id

Pemasok listrik di Indonesia dikategorikan dalam dua sumber yaitu PLN sebagai pemasok utama, dan Non – PLN (pihak swasta). Sebagai pemasok utama, PLN setidaknya menerapkan dua langkah utama untuk dapat meningkatkan produksi listrik domestik, yaitu dengan membangun unit-unit pembangkit baru,



dan juga dengan meningkatkan efisiensi kerja dari pembangkit baru maupu yang telah ada. Salah satu unit pembangkit yang dibangun PLN saat ini adalah PLTU yang dibangun di beberapa daerah di tanah air. Agar PLTU tersebut dapat bekerja dengan optimal diperlukan sebuah studi untuk meningkatkan efisiensi kerja dari PLTU itu sendiri. Yang artinya PLTU harus bekerja dengan ditunjang oleh peralatan-peralatan yang memadai dan memiliki kemampuan kerja yang optimal.

Dalam sebuah PLTU terdapat beberapa komponen utama, yaitu Boiler, Turbin Uap, Kondenser, dan Generator. Selain itu juga terdapat beberapa komponen pendukung untuk dapat meningkatkan kinerja PLTU seperti Economizer, Feed Water Heater yang bekerja di tekanan tinggi/High Pressure Heater (HPH) dan yang bekerja pada tekanan rendah/Low Pressure Heater (LPH), Superheater, dll. LPH merupakan alat pemanas *feedwater* pada tekanan rendah sebelum masuk ke boiler, sehingga kerja boiler untuk menaikkan temperatur air yang akan menggerakkan turbin uap menjadi lebih ringan.

Pada PLTU kapasitas 420 MW terdiri atas 1 buah Boiler, 4 buah Turbin Uap serta 6 buah *Feed Water Heater* (FWH). Keenam FWH ini memiliki fungsi meringankan kerja boiler dalam memanaskan air yang akan digunakan untuk menggerakkan turbin, sehingga secara keseluruhan kerja pembangkit akan menjadi lebih baik., karenanya diperlukan sebuah penelitian mengenai FWH dengan memvariasikan laju aliran massa di tiap FWH agar diperoleh efisiensi terbaik. Untuk memudahkan dalam proses analisa, dalam penelitian ini digunakan sebuah *software* simulasi, yaitu *Gate Cycle*.

1.2 Rumusan Masalah

Secara umum pembangkit listrik tenaga uap terdiri dari *boiler*, turbin uap, kondensor serta pompa. Untuk meningkatkan efisiensi pembangkit listrik tenaga uap bisa dengan menambahkan *economizer* dan *reheater*, dan setelah itu dapat dilakukan penambahan *feedwater heater* untuk meningkatkan temperatur air



yang akan masuk ke dalam *boiler*. Sumber energi untuk pemanasan pada *feedwater heater* berasal dari ekstraksi turbin uap. Turbin uap bisa terdiri dari beberapa tingkatan dan jumlah titik ekstraksi bisa beragam tergantung kebutuhan. Analisa dalam tugas akhir ini bermaksud mencari pengaruh tekanan serta besaran aliran massa ekstraksi turbin uap yang akan digunakan untuk *feedwater heater* pada pembangkit tenaga uap terhadap performa pembangkit secara keseluruhan.

1.3 Tujuan Penelitian

Dengan melihat pada latar belakang dan rumusan masalah yang ada, maka tujuan dari penelitian ini adalah :

- a. Mengetahui efisiensi eksisting atau kondisi awal PLTU kapasitas 420 MW pada kondisi beban 100% dengan menggunakan pemodelan powerplant menggunakan software *GateCycle*.
- b. Dapat membuat analisa perhitungan manual sistem powerplant dengan menggunakan analisa secara termodinamika.
- c. Mengetahui pengaruh besaran variasi tekanan pada boiler terhadap heat rate dan daya yang dihasilkan pada PLTU.

1.4 Batasan Masalah

Dalam penelitian ini digunakan beberapa batasan masalah dan asumsi yang diambil guna menjaga alur permasalahan utama agar tidak melenceng dari tujuan yang ada, antara lain :

- a. Analisa berdasarkan data operasi PLTU berkapasitas 420 MW.
- b. Siklus yang bekerja di asumsikan dalam keadaan tunak (*steady state*).
- c. Perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan.
- d. Rugi-rugi panas di instalasi pipa tidak di perhitungkan.
- e. Kebocoran pada sistem di asumsikan tidak ada.
- f. Sesuatu yang berhubungan dengan analisa kimiawi di abaikan.



- g. Asumsi kondisi pada FWH berada pada kondisi *isobar* atau tekanan konstan
- h. Fluida kerja yang digunakan adalah air murni.

1.5 Manfaat Penelitian

Berdasarkan tujuan dari penelitian ini, maka laporan tugas akhir ini dapat memberikan manfaat sebagai berikut :

- a. Meningkatkan kemampuan dalam mensimulasikan kinerja sebuah pembangkit dengan menggunakan *software Gate Cycle*.
- b. Mendapatkan efisiensi optimal pada PLTU kapasitas 420 MW dengan melakukan variasi tekanan di boiler.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori

PLTU adalah jenis pembangkit listrik thermal yang banyak digunakan karena efisiensinya baik dan bahan bakarnya mudah didapat sehingga menghasilkan energi listrik yang ekonomis. PLTU merupakan mesin konversi energi yang merubah energi kimia dalam bahan bakar menjadi energi listrik. Karena menggunakan tenaga uap, maka dalam prosesnya PLTU dapat dianalisa menggunakan Siklus Rankine.

Proses konversi energi pada PLTU berlangsung melalui 3 tahapan. Yang pertama energi kimia dalam bahan bakar diubah menjadi energi panas dalam bentuk uap bertekanan dan temperatur tinggi oleh boiler. Kedua, energi panas (uap) diubah menjadi energi mekanik dalam bentuk putaran oleh turbin uap. Yang terakhir adalah energi mekanik diubah menjadi energi listrik oleh generator listrik.

Dibandingkan dengan jenis pembangkit lainnya PLTU memiliki beberapa keunggulan tersebut antara lain :

- Dapat dioperasikan dengan menggunakan berbagai jenis bahan bakar(padat, cair, gas)
- Dapat dibangun dengan kapasitas bervariasi
- Sangat cocok dioperasikan untuk memikul beban dasar (*base load*)
- Kontinuitas operasinya tinggi
- Usia pakai (life time) relatif lama

Namun PLTU mempunyai beberapa kelemahan yang harus dipertimbangkan dalam memilih jenis pembangkit thermal. Kelemahan ini adalah:

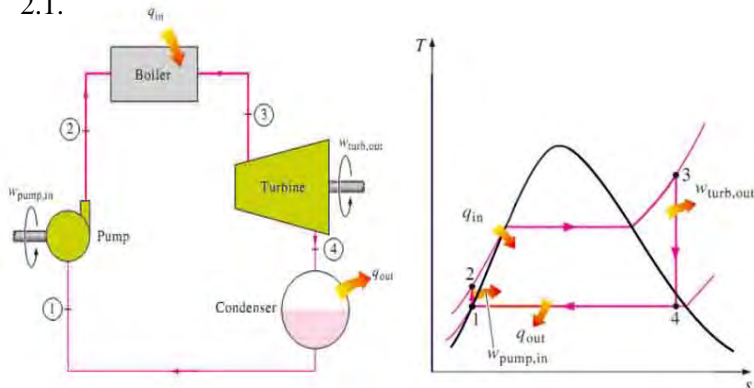
- Sangat bergantung pada tersedianya pasokan bahan bakar
- Tidak dapat dioperasikan (start) tanpa pasokan listrik dari luar
- Memerlukan tersedianya air pendingin yang sangat banyak dan kontinyu



- Investasi awalnya mahal

2.1.1 Siklus Rankine

Rankine Cycle merupakan salah satu siklus uap yang memberikan gambaran secara umum dari subsistem terpenting yang terdapat pada PLTU. Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) merupakan suatu alat yang memanfaatkan energi kimia dari bahan bakar menjadi energi listrik. Pada subsistem tersebut terjadi suatu proses konversi energi yaitu dari energi panas menjadi energi kerja. Adapun komponen-komponen dasar penyusun subsistem tersebut antara lain *boiler*, turbin, kondensor, dan pompa. Hal ini dapat dijelaskan pada Gambar 2.1.



Gambar 2.1 Skema dan T-s Diagram Siklus Rankine pada PLTU

Gambar diatas adalah gambar dari siklus rankine ideal dan subsistem pada PLTU. Terdapat 4 proses prinsip kerja siklus Rankine, setiap siklus mengubah keadaan fluida (tekanan dan/atau wujud). yaitu :

- Proses 1: Fluida dipompa dari bertekanan rendah ke tekanan tinggi dalam bentuk cair. Proses ini membutuhkan sedikit input energi.



- Proses 2 : Fluida cair bertekanan tinggi masuk ke boiler di mana fluida dipanaskan hingga menjadi uap pada tekanan konstan menjadi uap jenuh.
- Proses 3 : Uap jenuh bergerak menuju turbin, menghasilkan energi listrik. Hal ini mengurangi temperatur dan tekanan uap.
- Proses 4 : Uap dengan tekanan rendah memasuki kondenser di mana uap diembunkan dalam tekanan dan temperatur tetap hingga menjadi cairan jenuh.

a. Efisiensi Siklus Rankine

Efisiensi siklus rankine mengukur seberapa banyak energi yang masuk ke dalam fluida kerja melalui boiler yang dikonversi menjadi keluaran kerja netto. Efisiensi siklus rankine dijelaskan dalam bentuk rumus sebagai berikut :

$$\eta = \frac{\dot{W}_t / \dot{m} - \dot{W}_p / \dot{m}}{\dot{Q}_{in} / \dot{m}} \quad (2.1)$$

dimana :

\dot{W}_t / \dot{m} = Laju kerja yang dihasilkan per unit massa uap yang melalui turbin

\dot{W}_p / \dot{m} = Tenaga masuk per unit massa yang melalui pompa.

b. Laju Kalor (Heat Rate) pada Siklus Rankine

Laju kalor (heat rate) adalah jumlah energi yang ditambahkan melalui perpindahan kalor ke dalam siklus, umumnya dalam satuan Btu, untuk menghasilkan satu unit keluaran kerja netto, biasanya dalam kW-h. Oleh karena itu, laju kalor berbanding terbalik dengan efisiensi thermal, memiliki satuan Btu/kW-h.



$$\text{Heat rate} = \frac{\text{Total fuel heat input (Btu)}}{\text{Electrical generation (kW-h)}}$$

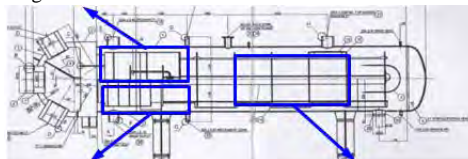
Parameter lain yang digunakan untuk mengukur kinerja pembangkit tenaga adalah **rasio kerja balik** (*back work ratio*) atau bwr, yang didefinisikan sebagai rasio masukan kerja pompa terhadap kerja yang dihasilkan oleh turbin. Melalui persamaan, rasio kerja balik untuk siklus pembangkit tenaga adalah

$$\text{bwr} = \frac{\dot{w}_p / \dot{m}}{\dot{w}_t / \dot{m}} \quad (2.2)$$

Selain siklus rankine ideal terdapat juga siklus uap lain yaitu siklus *regeneratif*. Siklus ini merupakan salah satu metode untuk meningkatkan efisiensi thermal dari pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) yaitu dengan cara meningkatkan temperatur rata-rata fluida yang akan masuk ke dalam boiler. Peningkatan temperatur ini dapat dilakukan dengan menggunakan suatu alat yang disebut dengan *feedwater heater*.

Feedwater heater merupakan alat penukar panas (*Heat Exchanger*) berupa *Shell and Tube Heat Exchanger* dengan Tipe *U-Tube*. FWH ini menggunakan fluida panas (*steam*) berada di *shell* dan fluida dingin (*water*) yang terletak di dalam *tube* yang terdiri dari 3 zona yaitu: Zona *Desuperheating*, Zona *Condensing* dan Zona *Subcooling* yang ditunjukkan pada Gambar 2.2.

zona desuperheating



zona Subcooling

zona condensing

Gambar 2.2 Zona pada *Feedwater Heater*

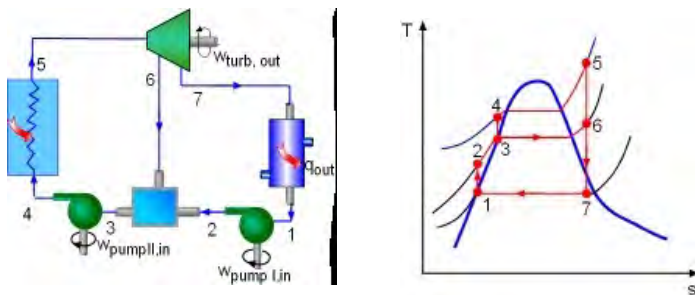


Alat ini berfungsi untuk memanaskan fluida kerja yang keluar dari kondensor sebelum memasuki boiler. Proses yang terjadi pada zona *desuperheating* yaitu uap air hasil dari ekstraksi turbin masuk pada zona *desuperheating* dengan kondisi superpanas lalu mengalami penurunan temperatur sampai dengan temperature uap jenuh. Pada zona *condensing* terjadi perubahan fase dari uap jenuh sampai dengan cair jenuh, sedangkan pada zona *subcooling* terjadi penurunan temperatur cair jenuh sampai dengan temperatur cair.

Terdapat dua jenis *feedwater heater* yaitu *open feedwater heater* dan *closed feedwater heater*.

a. Open feedwater heater

Open feedwater heater merupakan heat exchanger tipe direct contact akan membentuk suatu aliran yang memiliki temperatur tersebut. Pada *heat exchanger* jenis ini aliran yang berbeda temperatur akan bercampur secara langsung tanpa adanya penyekat.



Gambar 2.3 Siklus Regeneratif dengan satu *open feedwater heater*

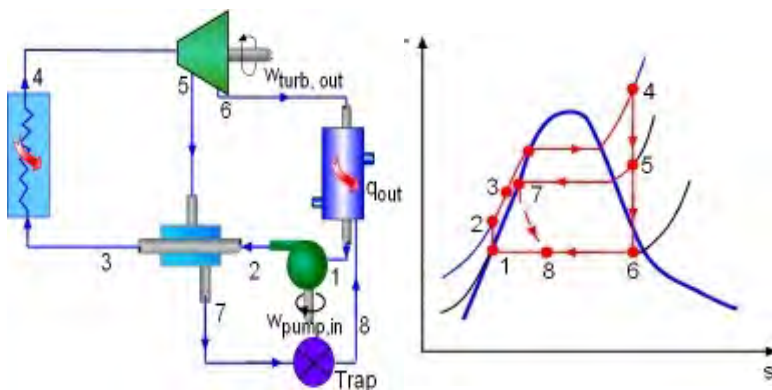
Dari T-S diagram diatas dapat diketahui *heat addition* (\dot{Q}_{in}) pada boiler jika menggunakan siklus regeneratif terletak pada keadaan (3), tetapi jika tanpa menggunakan siklus ini maka *heat addition* (\dot{Q}_{in}) akan terletak pada keadaan (2). Hal ini menunjukkan bahwa sejumlah energi yang dibutuhkan dari



pembakaran batu bara untuk melakukan proses vaporisasi dan *superheat* pada uap akan berkurang atau dengan kata lain efisiensi dari siklus akan meningkat.

b. *Closed Feedwater Heater*

Closed feedwater heater merupakan *heat exchanger* tipe *shell and tube*. Pada *feedwater heater* ini *feedwater* yang mengalir di dalam tube temperaturnya akan meningkat sedangkan ekstraksi uap akan terkondensasi di luar tube. Karena kedua fluida tidak bercampur maka keduanya dapat memiliki tekanan yang berbeda. Gambar 2.3 merupakan siklus *regeneratif* dengan menggunakan *closed feedwater heater* dimana air kondensasi dilewatkan melalui steam trap menuju kondenser.



Gambar 2.4 Siklus Regeneratif dengan satu close feedwater heater

Pada T - S diagram proses 2 – 3 adalah suatu proses thortling yang terjadi pada steam trap. Pada proses ini terjadi ekspansi tekanan yang cukup signifikan dengan entalpi yang konstan atau dapat dikatakan entalphi pada keadaan 7 memiliki nilai yang sama besar dengan entalphi pada keadaan 3.

Berdasarkan persamaan energi dengan hukum Termodinamika untuk turbin dengan asumsi sistem bekerja dalam keadaan *steady state*, energi kinetik dan potensial diabaikan serta



tidak ada kalor yang masuk ataupun keluar dari sistem, maka diperoleh persamaan kesetimbangan energi :

$$\dot{W}_{turbin} = \dot{m}_4(h_4 - h_5) + (\dot{m}_4 - \dot{m}_5)(h_5 - h_6) \quad (2.3)$$

Berdasarkan persamaan diatas, perubahan nilai pada laju aliran massa ekstraksi (\dot{m}_5) akan mempengaruhi nilai \dot{W}_{turbin} , dimana semakin kecil nilai \dot{m}_5 akan meningkatkan nilai \dot{W}_{turbin} . Untuk persamaan *enthalpy* :

$$h = u_t + pv \quad (2.4)$$

dengan : h = *enthalpy*

u_t = energi dalam

p = tekanan

v = volume

dapat dilihat bahwa nilai h dan p berbanding lurus, sehingga perubahan nilai tekanan pada ekstraksi turbin (p_5) akan mempengaruhi nilai h_5 dan selanjutnya juga akan mempengaruhi nilai \dot{W}_{turbin} .

2.2 Analisa Termodinamika

Meskipun peralatan – peralatan seperti turbin, pompa, kompresor dan *heat exchanger* dapat dilakukan analisa sistem tertutup terhadap laju aliran massa yang melewati peralatan – peralatan tersebut. Namun hal tersebut lebih mudah dilakukan dengan menggunakan sudut pandang control volume. *Control volume* merupakan suatu daerah yang akan dilakukan analisa secara detail.

Dalam sistem teknik keadaan *steady state* merupakan keadaan yang ideal yang berarti semua sifat tidak berubah seiring dengan berubahnya waktu. Begitu juga dengan laju aliran massa laju serta perpindahan energi oleh kalor dan kerja juga konstan



terhadap waktu, dengan demikian $\frac{dE_{cv}}{dt} = 0$. Hal ini dapat dilihat dari persamaan [2]:

Persamaan Energi dengan hukum Termodinamika:

energi kinetik diabaikan

$$\dot{m}(u_t + pv + \cancel{\frac{1}{2}V^2} + \cancel{gz})_{in} - \dot{m}(u_t + pv + \cancel{\frac{1}{2}V^2} + \cancel{gz})_{out} + q - \cancel{\dot{W}} = 0 \quad (2.5)$$

energi potensial diabaikan tidak ada kerja

Untuk *enthalpy* : $i = u_t + pv$ (2.6)

$$\dot{m}(i_{in} - i_{out}) = \dot{m}c_p(T_{in} - T_{out}) \quad (2.7)$$

Dimana: c_p = kalor spesifik

T = temperatur

Maka didapatkan:

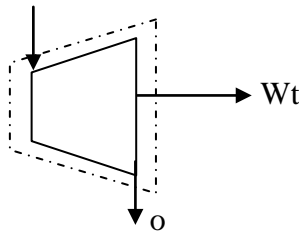
$$q = \dot{m} c_p (T_{in} - T_{out}) \quad (2.8)$$

2.3 Perhitungan Sistem Powerplant

Seperti halnya pada *Rankine Cycle*, hukum pertama maupun kedua termodinamika dapat diterapkan untuk mengetahui performa dari sistem *powerplant*. Untuk mendapatkan kerja *output* dan meningkatkan efisiensi dapat ditentukan dengan menggunakan hukum keseimbangan energi. Perpindahan energi ini dianggap positif ke arah tanda panah. Perpindahan kalor “liar” yang tidak dapat dihindari antara komponen pembangkit dan sekelilingnya diabaikan untuk memudahkan analisis. Perubahan energi kinetik dan potensial juga diabaikan. Dengan menggunakan penerapan kesetimbangan laju massa dan energi pada volume atur dari tiap bagian peralatan utama dapat dijelaskan sebagai berikut:



2.3.1 Analisa Turbin



$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) - \dot{m}_o \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + g z_o \right)$$

- Asumsi :
1. Steady state
 2. ΔEK diabaikan
 3. ΔEP diabaikan
 4. $Q_{cv} = 0$

Maka :

- Balance massa

$$\frac{dM_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o$$

$\dot{m}_i = \dot{m}_o = \dot{m}$

- Balance energi

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + g z_o \right)$$

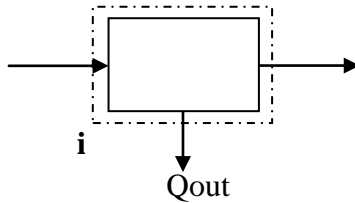
$$0 = -\dot{W}_{cv} + \dot{m} h_i - \dot{m} h_o$$

$$\frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}} = (h_i - h_o)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_i - h_o) \quad (2.9)$$



2.3.2 Analisa Kondenser



$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) - \dot{m}_o \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + g z_o \right)$$

- Asumsi :
1. Steady state
 2. ΔEK diabaikan
 3. ΔEP diabaikan
 4. $\dot{W}_{cv} \approx 0$

Maka :

- Balance massa

$$\frac{dM_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o$$

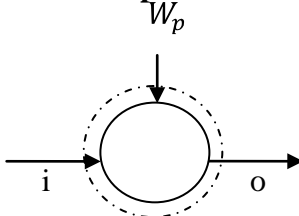
$$\dot{m}_i = \dot{m}_o = \dot{m}$$

- Balance energi

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + g z_o \right)$$

$$Q_{condensor} = -\dot{Q}_{cv} = \dot{m}(h_i - h_o) \quad (2.10)$$

2.3.3 Analisa Pompa





$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m}_o \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o \right)$$

- Asumsi :
1. Steady state
 2. ΔEK diabaikan
 3. ΔEP diabaikan
 4. pompa diisolasi

Maka :

- Balance massa

$$\frac{dM_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o$$

$$\dot{m}_i = \dot{m}_o = \dot{m}$$

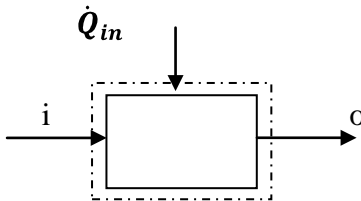
- Balance energi

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o \right)$$

$$\dot{W}_{cv} = \dot{m}(h_i - h_o)$$

$$\dot{W}_{pompa} = -\dot{W}_{cv} = \dot{m}(h_o - h_i) \quad (2.11)$$

2.3.4 Analisa Boiler



$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m}_o \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o \right)$$

- Asumsi :
1. Steady state
 2. ΔEK diabaikan
 3. ΔEP diabaikan
 4. $\dot{W}_{cv} = 0$



Maka :

- Balance massa

$$\frac{dM_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o$$

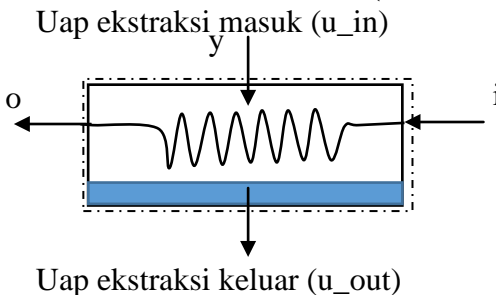
$$\dot{m}_i = \dot{m}_o = \dot{m}$$

- Balance energi

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o \right)$$

$$\dot{Q}_{boiler} = \dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_o - h_i) \quad (2.12)$$

2.3.5 Analisa Feedwater heater (Closed feed)



Fraksi dari aliran total yang diekstraksi y dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume terkontrol di sekeliling pemanas tertutup. Dengan mengasumsikan tidak terjadi perpindahan kalor antara pemanas air pengisian dan lingkungan sekelilingnya dan mengabaikan efek energi kinetik dan potensial, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi *steady state* dapat disederhanakan menjadi :

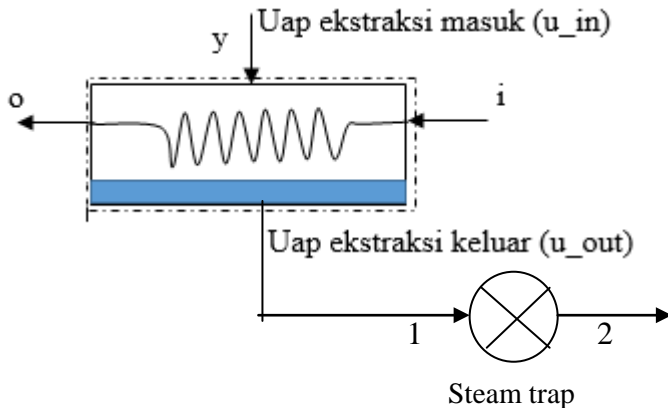
$$0 = y(h_{u_{in}} - h_{u_{out}}) + (h_i - h_o)$$



Maka menyelesaikan y :

$$y = \frac{h_o - h_i}{(h_{u_{in}} - h_{u_{out}})} \quad (2.13)$$

2.3.6 Analisa Feedwater heater (closed feed) dengan menggunakan trap



Sedangkan pada gambar berikut air kondensasi dilewatkan melalui steam trap yang merupakan suatu valve untuk mengarahkan air kondensat menuju ke kondensor. Pada proses ini terjadi ekspansi tekanan yang cukup signifikan dengan entalphy yang konstan atau dapat dikatakan entalphy pada keadaan 1 memiliki nilai yang sama besar dengan entalphy pada keadaan 2.

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) - \dot{m}_o \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + g z_o \right)$$

- Asumsi :
1. Steady state
 2. ΔEK diabaikan
 3. ΔEP diabaikan
 4. $\dot{W}_{cv} = 0$
 5. $\dot{Q}_{cv} = 0$



Maka :

- Balance massa

$$\frac{dM_{cv}}{\partial t} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o \quad \text{0(1)}$$

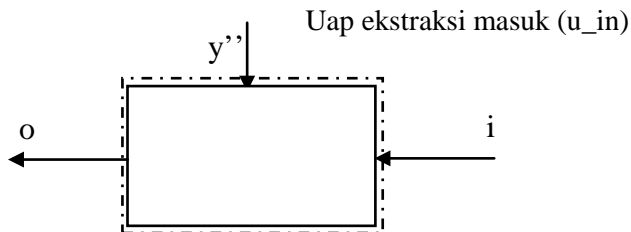
$$\dot{m}_i = \dot{m}_o = \dot{m}$$

- Balance energi pada Steam Trap

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right) - \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right) \quad \text{0(2) 0(3)}$$

$$h_1 = h_2 \quad \text{0(1) 0(5) 0(4) 0(2) 0(3) 0(2) 0(3)} \quad (2.14)$$

2.3.7 Analisa Feedwater heater (Open feed)



Fraksi y dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume kontrol di sekeliling pemanas air-pengisian. Jika tidak terjadi perpindahan kalor antara pemanas air-pengisian dan lingkungan sekitarnya serta efek energi kinetik dan potensial dapat diabaikan, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi *steady* akan menghasilkan

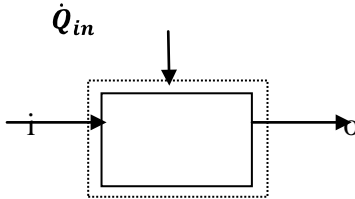
$$0 = y'' h_{u_in} + (1 - y) h_i - h_o$$

Maka penyelesaian y''

$$y'' = \frac{h_o - h_i}{h_{u_in} - h_i} \quad (2.15)$$



2.3.8 Analisa reheat



$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m}_o \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o \right)$$

- Asumsi :
1. Steady state
 2. ΔEK diabaikan
 3. ΔEP diabaikan
 4. $\dot{W}_{cv} = 0$

Maka :

- Balance massa

$$\frac{dM_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e$$

$\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$

Balance energi

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o \right)$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_o - h_i) \quad (2.16)$$

2.4 Gambaran Umum GateCycle

2.4.1 Definisi GateCycle

Pada penelitian tugas akhir ini digunakan suatu *software* simulasi yang dapat mensimulasikan *power plant*. *Software* yang dimaksud yaitu *GateCycle*. *GateCycle* adalah suatu perangkat lunak yang digunakan untuk memprediksi desain dan performa desain siklus pembangkit yang dikombinasi, pembangkit dengan



bahan bakar fosil, nuklir, sistem kogenerasi, pembangkit tenaga, siklus gas turbin tingkat lanjut, dan sistem lainnya.

Software ini dapat digunakan untuk pengujian secara cepat, permodelan detail, mendesain, meningkatkan, memperbaharui dan menentukan apakah pembangkit tersebut layak untuk diterima atau dipergunakan. Pendekatan komponennya serta kemampuan makro tingkat lanjut membuat pengguna *software* ini dapat memodelkan sistem apapun. *GateCycle* dilengkapi gambar model peralatan dengan detail proses, properti termodinamika, perpindahan panas dan mekanika fluida yang memungkinkan pengguna melakukan analisis design yang telah dibuat beserta simulasinya.

2.4.2 Fungsi *GateCycle*

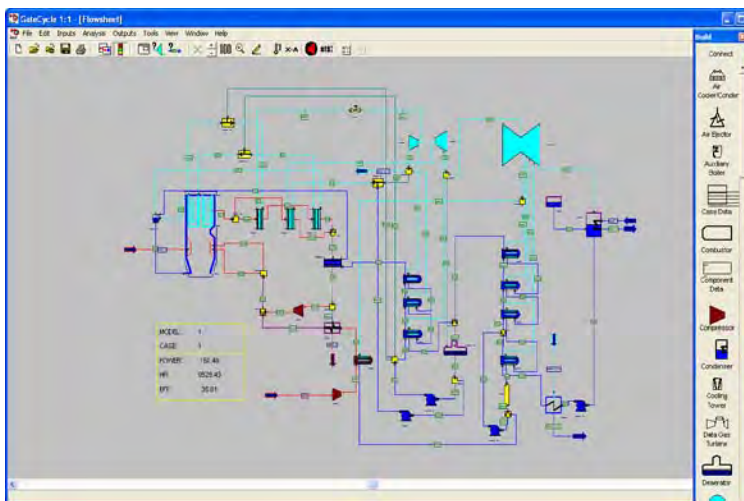
Software gate cycle merupakan suatu *software* dari pabrikan *General Electric (GE)* yang berguna untuk :

- Menganalisa seluruh performa siklus meliputi *efficiency* dan *power*
- Mengecek klaim *performance power plant*
- Simulasi *performance* pada kondisi *off design*
- Memprediksi perubahan performa akibat modifikasi peralatan
- Mengoptimalkan desain pembangkit dgn permodelan perangkat lunak yang fleksible, cepat, dan seimbang
- Dapat memodelkan peralatan seperti kondisi yang sebenarnya
- Alat untuk melakukan metode regresi
- Terdapat macam-macam model gas turbin
- Bisa memprediksi pola bangunan secara grafis
- Mencampur analisa desain dan *off design*
- Macros and tables



Software GateCycle juga dapat memprediksi secara akurat efek yang mempengaruhi performa pembangkit seperti :

- Perubahan tipe bahan bakar
- Variasi suhu udara
- *Multiple Pressure* HRSG
- Pengoperasian *sliding pressure*
- Kegagalan suatu komponen
- Pengoperasian beban yang tidak sepenuhnya
- Kehilangan tekanan
- Bagian paralel HRSG
- Injeksi uap
- Pengoperasian fosil boiler
- Modifikasi *hardware*
- Operasi tower pendingin

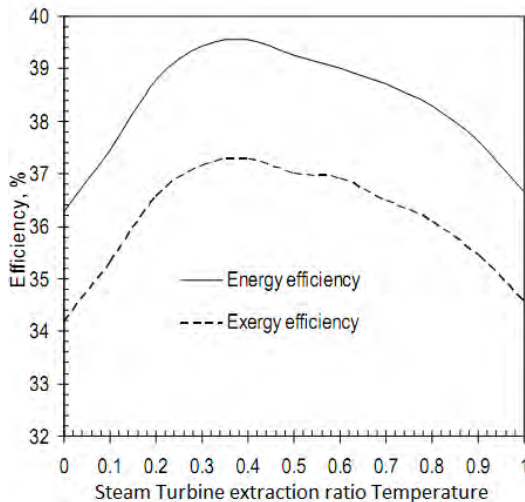


Gambar 2.5 Contoh pemodelan pada *GateCycle*



2.5 Penelitian Terdahulu

T. Srinivas dkk dalam jurnalnya yang berjudul “*Generalized Thermodynamic Analysis of Steam Power Cycles with ‘n’ Number of Feedwater Heaters*” selain melakukan variasi jumlah *feedwater heater* yang digunakan, juga memvariasikan tekanan boiler, temperature uap memasuki Turbin dan temperatur pada pembakaran dengan variasi jumlah *feedwater heater* dari 1 hingga 10. Jenis *feedwater heater* yang digunakan dalam penelitian dari penggunaan *feedwater heater* 1 hingga 10 adalah jenis *closed feedwater heater*.



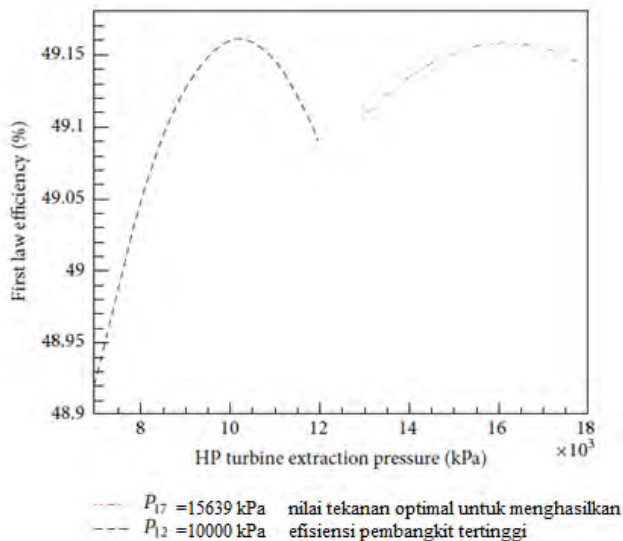
Gambar 2.6 Perbandingan efisiensi pembangkit terhadap rasio ekstraksi steam turbine

Pada gambar 2.6 menunjukkan efisiensi maksimum yang didapatkan dari penelitian ini didapatkan ketika ketika rasio uap pemanasan *feedwater heater* yang digunakan memiliki rasio 0.2-0.4 (20% - 40%) terhadap hasil ekstraksi. Hal ini menunjukkan bahwa laju aliran massa dengan hasil optimum didapat ketika



ekstraksi dari steam turbin 20%-40% dibandingkan jumlah aliran massa uap yang memasuki turbin uap.

M. M. Rashidi, A. Aghagoli, dan M. Ali dalam jurnal penelitian yang berjudul ***“Thermodynamic Analysis of a Steam Power Plant with Double Reheat and Feed Water Heaters”*** menyimpulkan bahwa ketika tekanan HP turbin meningkat, entalpi keluaran turbin menurun dan beban kalor kondenser menurun karena entalpi inlet dan outlet pada kondenser konstan dan laju aliran massa menurun.



Gambar 2.7 Nilai-nilai terbaik dari tekanan ekstraksi dari turbin HP

Dari gambar 2.7 terlihat bahwa daya turbin dan kalor boiler awalnya meningkat sampai maksimum dan kemudian menurun karena tekanan inlet HP turbin meningkat. Hal tersebut dapat diperhatikan bahwa penurunan entalpi lewat turbin dan laju aliran massa ekstraksi meningkat seiring tekanan inlet HP turbin meningkat, sehingga daya keluaran turbin meningkat. Namun, akibat perubahan gradien garis uap jenuh, daya turbin menurun.



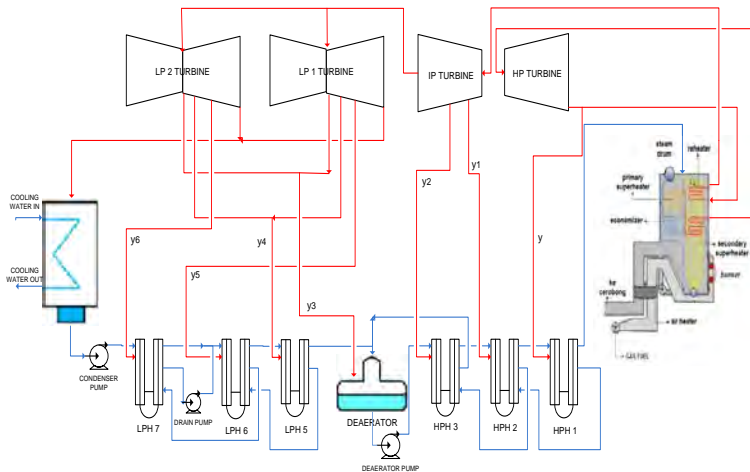
Halaman ini sengaja dikosongkan



BAB III METODOLOGI PENELITIAN

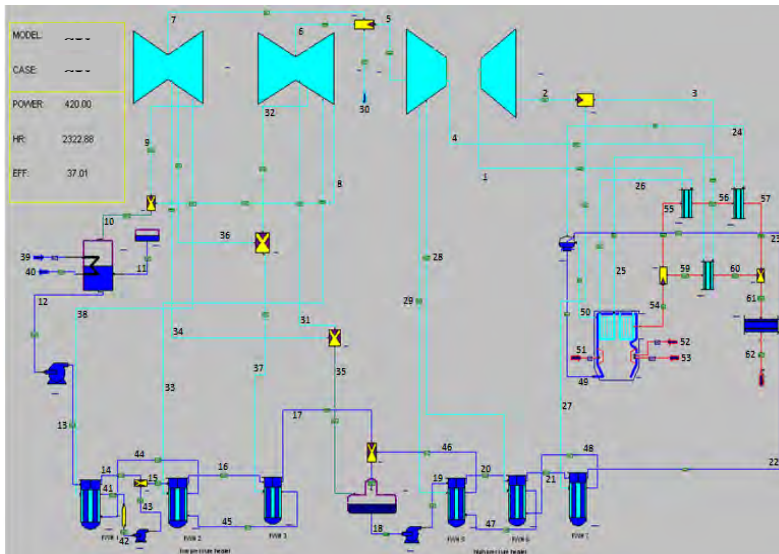
3.1 Pemodelan Kondisi Eksisting Pembangkit pada Software *Gatecycle*

Desain PLTU yang akan dibangun di *Gatecycle* berdasarkan skema aliran massa seperti pada gambar di bawah :



Gambar 3.1 Aliran massa model PLTU 420 MW

Pada gambar di atas properti-properti dari pembangkit berasal dari data asli PLTU Kapasitas 420 MW. Seperti yang tampak pada gambar, PLTU kapasitas 420 MW memiliki sumber panas uap yang berasal dari boiler yang berbahan bakar batubara dengan 2 *superheater* dan 1 *reheater*, dan *economizer*. Kemudian, pada PLTU tersebut daya yang dibangkitkan berasal dari empat turbin, yaitu turbin HP, turbin IP, dan 2 buah turbin LP. Selain itu sistem pemanas untuk air pengumpan terdapat 6 sistem air-pemanas tertutup dan 1 buah *deaerator*. Kemudian berdasarkan susunan tersebut di atas model pembangkit di *Gatecycle* dibangun seperti gambar di bawah :



Gambar 3.2 Kondisi awal PLTU pada *Gatecycle*

Gambar 3.2 merupakan kondisi awal pembangkit yang dibangun pada *Software Gatecycle* berdasarkan data dari PLTU kapasitas 420 MW. Proses membangun pembangkit pada *Gatecycle* diawali dengan memasukkan data yang diperoleh dari desain asli pembangkit. Secara berurutan, data parameter yang kita masukkan diawali dari komponen boiler, turbin, HPH (pemanas air-pengisian tertutup), deaerator, kondenser, dan *economizer*.

Parameter-parameter di tabel bawah adalah parameter yang apabila divariasikan akan mempengaruhi kondisi PLTU saat *Gatecycle* tersebut dijalankan (*running*).

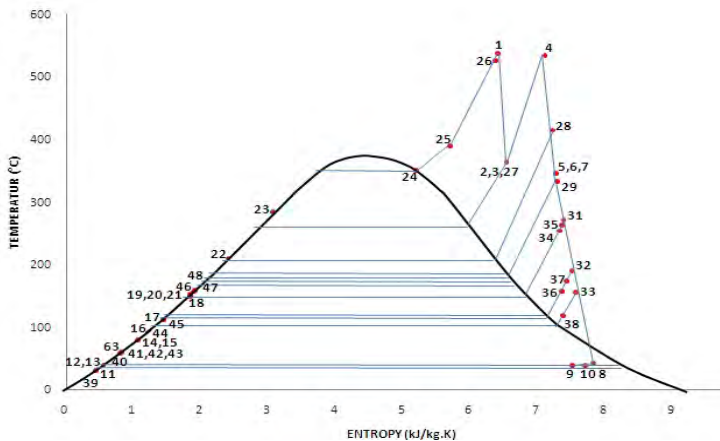
Tabel 3.1 Parameter input dalam mendesain PLTU di *Gatecycle*

No	Komponen	Parameter	Data input	Satuan
1.	Boiler	-Bahan bakar -Fluida kerja input (Udara)	44.698 369.88	kg/s kg/s
2.	Turbin	-Jumlah ekstraksi -Turbin HP -Turbin IP -Turbin LP1 -Turbin LP2 -Tekanan ekstraksi dan persentase massa ekstraksi	0 2 3 3	
3	Kondenser	-Effectiveness yang dikehendaki -Peningkatan Temp. outlet air pendingin yang dikehendaki -Minimum tekanan yang diijinkan -Maksimum tekanan yang diijinkan	0.8 15.0 0.017577 1.7577	°C Kg/cm ² Kg/cm ²
5	deaerator	-Metode operasi adalah <i>Constant p Operation: demand Pegging steam</i> -Tekanan saat beroperasi - Dikehendaki -Minimum -Maksimum	4.7693 1.0546 3.5154	Kg/cm ² Kg/cm ² Kg/cm ²



3.2 Analisa Termodinamika Pembangkit

Tugas akhir ini menggunakan model PLTU Batubara berkapasitas 420 MW, dimana model tersebut menggunakan dua turbin *single case* yang terdiri dari *High Pressure Turbine* (HP *Steam Turbine*), *Intermediate Pressure Turbine* (IP *Steam Turbine*) dan dua double flow turbine yaitu pada *Low Pressure Turbine* (LP *Steam Turbine*) dimana HP Turbine tidak memiliki ekstraksi, IP Turbine memiliki 1 ekstraksi, dan LP Turbine masing-masing memiliki 3 ekstraksi.



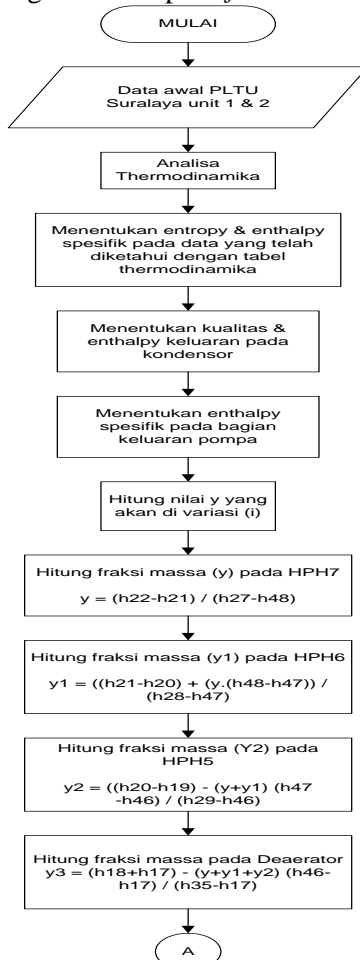
Gambar 3.3 Diagram T-s PLTU 420 MW

Berdasarkan pada grafik T-S diagram di atas terlihat titik-titik yang menggambarkan bahwa kondisi di tiap komponen tidak terjadi secara ideal karena peninjauan berdasarkan *software Gate Cycle*. Komponen-komponen tersebut disimulasikan berkerja dalam kondisi riil. Selain itu, proses kompresi dan ekspansi tidak dapat secara ideal isentropic dan juga proses penambahan dan pelepasan panas tidak secara ideal isobar. Siklus pembangkit tenaga uap menggunakan fluida kerja dua fase berupa cairan dan uap.

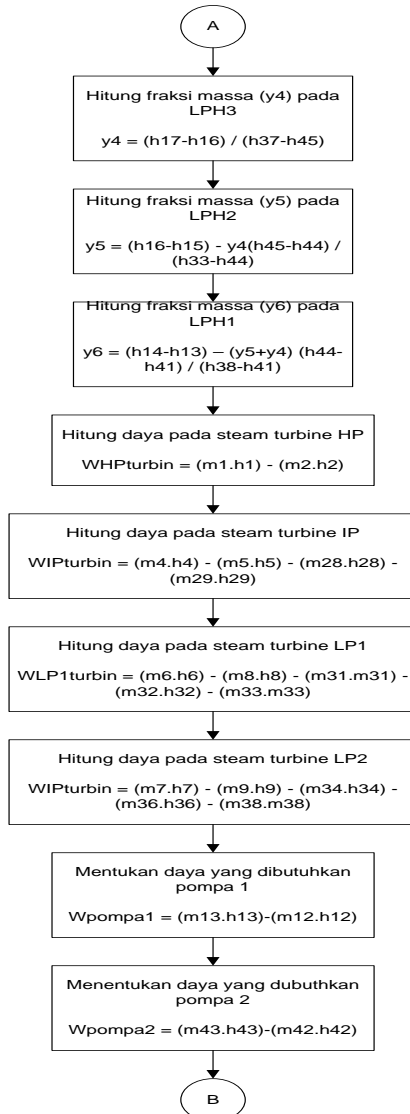


3.3 Analisa Performa Pembangkit Tenaga Uap

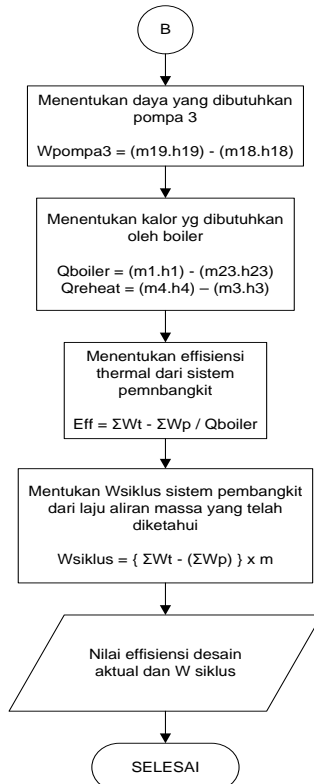
Analisis efisiensi *powerplant* secara termodinamika dilakukan pada kondisi *existing*, dengan tujuan sebagai *crosscheck* hasil efisiensi yang didapatkan pada *gate cycle*. Langkah analisis digambarkan pada *flowchart* berikut ini:



Gambar 3.4 Analisis efisiensi sistem *powerplant* menggunakan analisis termodinamika.



Gambar 3.5 Analisis efisiensi sistem *powerplant* menggunakan analisis termodinamika (lanjutan)



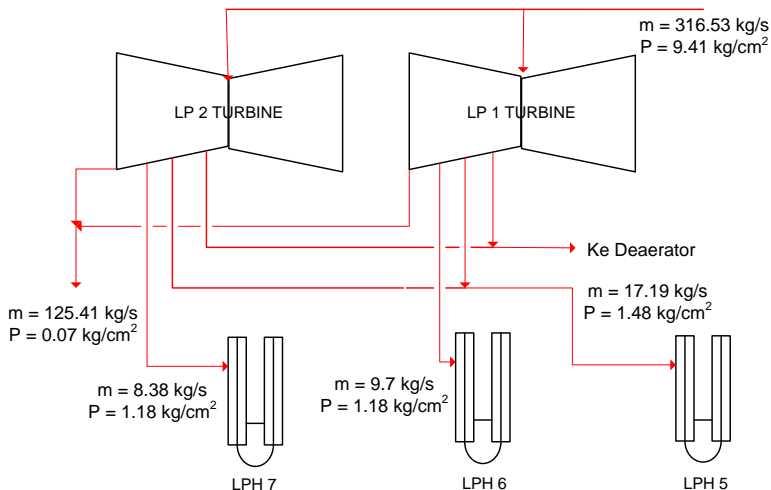
Gambar 3.6 Analisis efisiensi sistem *powerplant* menggunakan analisis thermodinamika (lanjutan)

3.4 Variasi pada *Low Pressure Turbine*

Pada tugas akhir ini akan diteliti mengenai dampak dari variasi tekanan dan persentase massa ekstraksi turbin pada *Low Pressure Turbine*. Variasi ceratan tersebut berpedoman pada standar dari General Electric untuk PLTU yang menggunakan sistem ekstraksi turbin terkontrol dengan variasi ekstraksi *steam*



yang akan dilakukan pada penelitian tugas akhir ini yaitu berkisar 16% dari aliran uap utama yang masuk ke turbin.



Gambar 3.7 Kondisi awal Turbin LP1 dan LP2

Kondisi awal PLTU 420 MW untuk aliran steam utama yang masuk turbin LP adalah sebesar 316.53 kg/s dengan tekanan sebesar 9.41 kg/cm². Kemudian aliran yang menuju LPH 7 sebesar 8.38 kg/s atau 5% dari total massa yang masuk turbin dengan tekanan 1.18 kg/cm². Selanjutnya aliran menuju LPH 6 sebesar 9.7 kg/s atau 6% dari total massa yang masuk turbin dengan tekanan 1.18 kg/cm² dan aliran menuju LPH 5 sebesar 17.19 kg/s atau 5% dari total massa dengan tekanan 1.48 kg/cm².

Tugas akhir ini bertujuan untuk mengoptimalkan penggunaan *feedwater heater* dengan memvariasi persentase laju aliran massa pada turbin LP yang menuju ke LPH 7, LPH 6 dan LPH 5 sesuai dengan standar GE dengan total massa uap ekstraksi sebesar 16% dari total uap utama yang masuk pada turbin. Selanjutnya tekanan dan uap ekstraksi yang masuk ke LPH 7,



LPH 6 dan LPH 5 akan divariasikan secara bertahap seperti dijelaskan pada tabel 3.2.

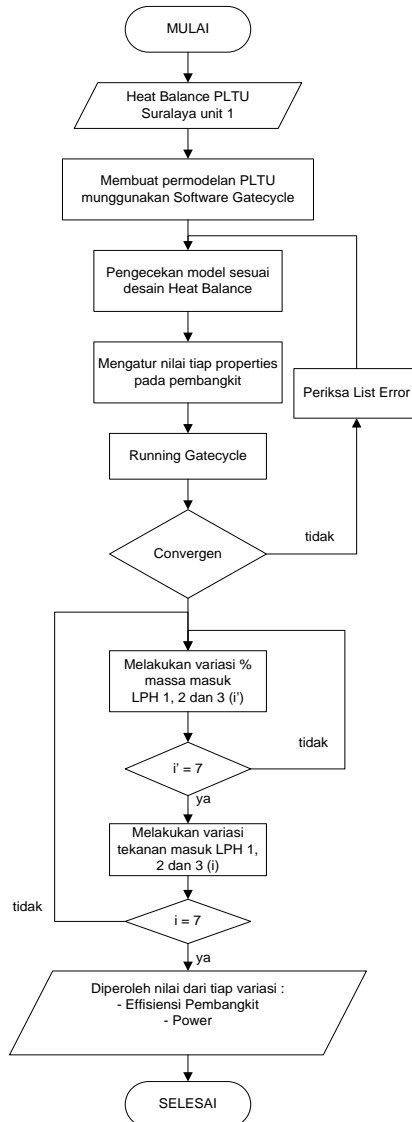
Tabel 3.2 Variasi pada PLTU kapasitas 420 MW

No.	Variasi Turbin LP		% massa ekstraksi						
			eksisting	5% : 6% : 5%	6% : 5% : 5%	6% : 6% : 4%	5% : 5% : 6%	5% : 7% : 4%	4% : 6% : 6%
	P ekstr. (kg/cm2)								
1	P eksisting	eff.							
		heatrate							
		power							
2	P1+0.5 ; P2 ; P3	eff.							
		heatrate							
		power							
3	P1-0.5 ; P2 ; P3	eff.							
		heatrate							
		power							
4	P1 ; P2+0.5 ; P3	eff.							
		heatrate							
		power							
5	P1 ; P2-0.5 ; P3	eff.							
		heatrate							
		power							
6	P1 ; P2 ; P3+0.5	eff.							
		heatrate							
		power							
7	P1 ; P2 ; P3-0.5	eff.							
		heatrate							
		power							

Dapat dilihat pada tabel 3.2 diatas menunjukkan bahwa variasi dilakukan dengan menggunakan 2 variabel, yaitu tekanan dan massa ekstraksi. Untuk tekanan, variasi dilakukan dengan mengubah nilai tekanan pada masing ekstraksi dengan menambah atau mengurangi tekanan sebesar 0.5 kg/cm² dimana P1 merupakan tekanan masuk LPH 1, P2 merupakan tekanan masuk LPH 2 dan P3 merupakan tekanan masuk LPH 3. Sedangkan untuk massa ekstraksi dengan mengubah nilai persentase ekstraksi sebesar 1% namun tetap dengan nilai total persen massa ekstraksi sebesar 16% dari total massa yang masuk sebagai variabel kontrol. Dimana nilai persentase awal untuk masing – masing ekstraksi pertama, kedua dan ketiga adalah 5% : 6% ; 5%.



3.5 Flowchart Penelitian



Gambar 3.8 Flowchart proses kerja penelitian tugas akhir



BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Sistem PLTU Kapasitas 420 MW

Dalam perancangan sistem pembangkit perlu diketahui data awal sistem pembangkit tersebut. Hal ini dilakukan agar mendapatkan efisiensi dan daya yang sesuai dengan sistem pembangkit. Berikut ini adalah data awal sistem pembangkit yang didapat.

Tabel 4.1 Data-data awal sistem pembangkit yang digunakan untuk melakukan perhitungan daya dan efisiensi *powerplant* secara *teoritis*:

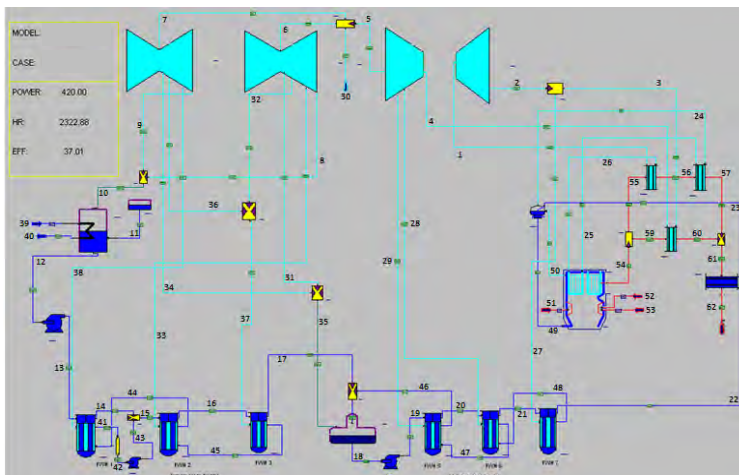
PLTU SURALAYA 420 MW						
KOMPONEN		Tk.Keadaan	Temp (C)	Pressure (Bar)	m(kg/s)	H (kJ/kg)
Boiler						
Fuel						
Coal	in	51	30	1.033176541	0	14.82065868
	(kJ/kg)		HHV	26703	LHV	25384
Primary Air Comb.	in	53	15.0000	1.0332	0.0000	-0.5601
Secondary Air Comb.	in	52	15.0000	1.0332	369.8831	-0.5601
Flue Gas	out					
Splitter 1	in	54	982.2223	1.0320	410.0852	1135.9373
	prim.out					
Superheater 1	in	55	982.2223	1.0320	197.9932	1135.9373
	out					
Superheater 3	in	56	937.8035	1.0320	197.9932	1078.3507
	out					
splitter 1	in	57	478.0337	1.0320	197.9932	509.5822
	scnd.out					
Superheater 2	in	59	982.2223	1.0320	212.0919	1135.9373
	out					
Mixer 1	prim.in	57	478.0337	1.0320	197.9932	509.5822
	scnd.in	60	472.1306	1.0320	212.0919	502.6505
	out					
Economizer	in	61	474.9593	1.0320	410.0852	505.9976
	out	62	210.7351	1.0320	410.0852	207.0463
steam						
Economizer	in	22	210.4629	170.1396	353.5203	904.9173
	out					
Drum	in	23	283.3907	170.1396	353.5203	1248.2687
	out					
Superheater 3	in	24	350.8429	170.1396	353.5203	2557.7007
	out					
Boiler Superheater	in	25	389.1185	170.1396	353.5203	2873.1111
	out					
Superheater 1	in	26	526.8500	170.1396	353.5203	3364.0708
	out					
Superheater 2	in	1	538.0001	170.1396	353.5203	3396.0034
	in	3	356.8653	41.0000	319.7364	3108.5762
	out	4	534.9001	41.0000	319.7364	3524.4976



KOMPONEN		Tk.Keadaan	Temp (C)	Pressure (Bar)	m(kg/s)	H (kj/kg)	Daya (Kw)
Turbin							
HP Turbin	in	1	538.0001	170.1396	353.5203	3396.0034	
	out	2	356.8653	41.0000	353.5205	3108.5762	
IP Turbin	in	4	534.9001	41.0000	319.7364	3524.4976	
	ext.1 out	28	414.9297	18.7000	0.9873	3282.5508	
	ext.2out	29	346.3963	10.5000	2.2222	3148.9446	
	out	5	333.4140	9.4093	316.5269	3123.6699	
LP 1 Turbin	in	6	333.4140	9.4093	158.8437	3123.6699	
	ext.1 out	31	270.6871	4.7700	15.1307	3004.1357	
	ext.2out	32	190.0604	1.8800	8.5962	2850.7878	
	ext.3out	33	155.7304	1.2000	9.7043	2786.0532	
LP 2 Turbin	out	8	41.8076	0.0829	125.4125	2451.7678	
	in	7	333.4140	9.4093	157.5322	3123.6699	
	ext.1 out	34	253.8736	4.7700	15.1307	2969.3870	
	ext.2out	36	157.0153	1.8800	8.5962	2783.8984	
	ext.3out	38	118.2640	1.2000	8.3927	2710.7983	
out	9	38.7512	0.0704	125.4125	2333.0366		
Condenser							
condenser (Steam)	in	10	38.7512	0.0704	250.8250	2392.4021	
	aux. in	11	30.0000	2.0500	12.0232	125.5065	
Cond. Exhaust Pump	out	12	38.4155	0.0704	262.8482	160.4815	
	in	13	38.5214	12.2369	262.8482	161.9837	
cooling water							
Cond. Cooling water	in	39	20.0000	8.0000	8926.0352	84.2334	
	out	40	34.9976	8.0000	8926.0352	146.9055	
LPH							
LPH 1	BFW in	13	38.5214	12.2369	262.8482	161.9837	
	Ext. in	38	118.2640	1.2000	8.3927	2710.7983	
	Drain out	41	44.1814	1.2000	35.2895	184.6559	
	BFW out	14	59.6052	12.2369	262.8482	250.0036	
DRAIN PUMP	in	42	44.1814	1.2000	35.2895	184.6559	
	out	43	44.2819	12.2369	35.2895	186.0217	
LPH 2	BFW in	15	57.7927	12.2369	298.1377	242.4303	
	Ext. in	33	155.7304	1.2000	9.7043	2786.0532	
	Drain out	44	63.4527	1.2000	26.8967	265.1855	
	BFW out	16	78.3881	12.2369	298.1377	328.6015	
LPH 3	BFW in	37	173.4846	1.8800	17.1925	2817.3433	
	Drain out	45	84.0481	1.8800	17.1925	351.5378	
	BFW out	17	111.8413	12.2369	298.1377	469.3872	

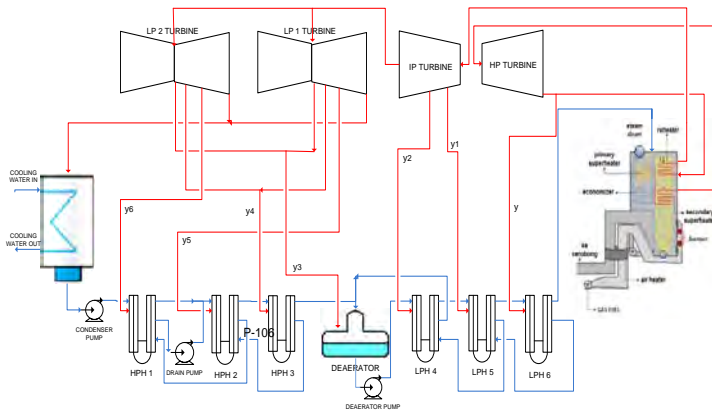


KOMPONEN		Tk.Keadaan	Temp (C)	Pressure	m(kg/s)	H (kJ/kg)	Daya (Kw)
				(Bar)			
Deaerator & HPH							
Deaerator	BFW in	63	116.9926	10.5000	335.1314	491.0757	
	Steam in	35	262.2740	4.7700	30.2614	2986.7612	
	BFW out						
Feed Water Pump	in	18	149.3577	4.7693	353.5203	629.0045	
	out						
		19	152.1578	170.1396	353.5203	651.1013	
HPH 5	BFW in						
	Ext.in	29	346.3963	10.5000	2.2222	3148.9446	
	Drain out	46	157.8178	10.5000	36.9937	665.8670	
	BFW out						
	BFW in	20	156.1833	170.1396	353.5203	668.3014	
HPH 6	Steam in	28	414.9297	18.7000	0.9873	3282.5508	
	Drain out	47	161.8433	18.7000	34.7715	683.7975	
HPH 7	BFW out	21	158.0713	170.1396	353.5203	676.3822	
	BFW in						
	Steam in	27	356.8653	41.0000	33.7842	3108.5762	
	Drain out	48	163.7313	41.0000	33.7842	693.2540	
	BFW out	22	210.4629	170.1396	353.5203	904.9173	

Gambar 4.1 Kondisi awal PLTU pada *Gatecycle*

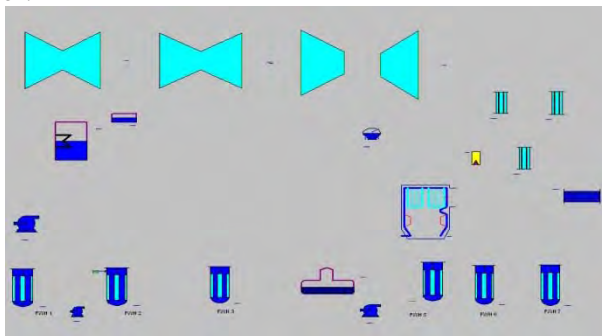
4.2 Membangun Model Awal PLTU di *Gatecycle*

Sebelum menganalisa PLTU, model awal pembangkit terlebih dahulu dibangun pada *Gatecycle*. Model awal pada *Gatecycle* dibangun berdasarkan data eksisting pembangkit PLTU Kapasitas 420 MW.



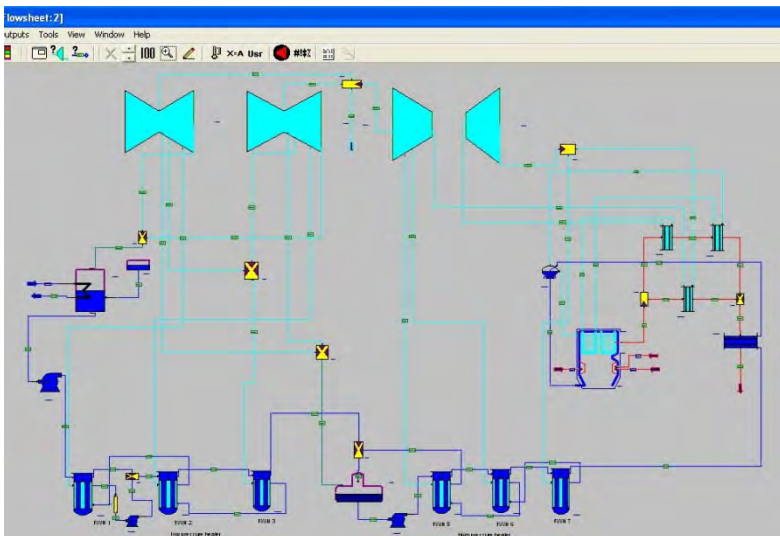
Gambar 4.2 Skema aliran uap PLTU 420 MW

Skema pembangkit yang dibangun pada *Gatecycle* berdasarkan skema pada gambar 4.1 di atas, yaitu boiler sebagai komponen utama, selanjutnya komponen pendukung terdapat 2 *superheater*, 1 *reheater*, *economizer*, dan *steam drum*, kemudian pada turbin terdapat 3 tingkatan turbin yaitu HP, IP, dan 2 buah turbin LP, kemudian terdapat kondenser, pada *feedwater heater* terdapat 6 buah *closed feedwater heater* dan 1 buah *deaeator*, kemudian terdapat 3 buah pompa, 2 buah valve, dan sebuah generator.

Gambar 4.3 Komponen – komponen pada PLTU pada *Gatecycle*



Gambar 4.3 merupakan proses menginputkan komponen-komponen yang digunakan pada PLTU dimana jumlah dan jenisnya disesuaikan dengan kondisi riil pada PLTU kapasitas 420 MW. Selanjutnya, pada tiap-tiap komponen tersebut dimasukkan nilai-nilai variabel sebagai batasan-batasan sesuai dengan kondisi eksisting pembangkit. Setelah itu, komponen-komponen tersebut disambungkan sesuai dengan urutan berdasarkan ketentuan pada skema *heat and mass balance* gambar 4.2.



Gambar 4.4 Hasil membangun PLTU 420 MW pada *Gatecycle*

Gambar 4.3 merupakan hasil dari membangun sistem pembangkit pada *Gatecycle*. Setelah proses membangun selesai, selanjutnya adalah memasukkan nilai - nilai yang dibutuhkan berdasarkan data pada table 4.1. Dan terakhir sistem pembangkit tersebut harus dijalankan (*running*) untuk memastikan bahwa pembangkit yang kita bangun sesuai dengan kondisi nyata. Hasil yang diperoleh dapat dikatakan valid apabila setelah dijalankan



pada *Gatecycle* telah tercapai kondisi iterasi perhitungan yang konvergen.

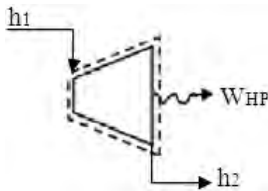
4.3 Perhitungan Sistem Pembangkit dengan Menggunakan Analisa Secara Thermodinamika

Analisis efisiensi sistem *powerplant* secara thermodinamika dilakukan pada sistem *powerplant* dalam kondisi normal dengan tujuan sebagai *crosscheck* hasil efisiensi yang didapatkan pada *software gatecycle*. Data yang digunakan untuk melakukan perhitungan manual berdasarkan pada table 4.1.

4.3.1 Perhitungan Kerja yang Dihasilkan oleh turbin

Pada PLTU terdapat 4 buah turbin uap yang dibagi dalam 3 tingkatan berdasarkan besar tekanan, yaitu : *Turbine High Pressure* (HP), *Turbine Intermediate Pressure* (IP) dan *Turbine Low Pressure* (LP) sehingga perlu dicari nilai kerja yang dihasilkan oleh masing – masing turbin.

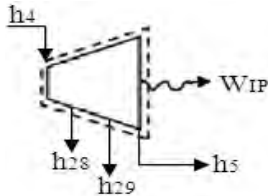
- Turbin HP



$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{HP \text{ turbin}} &= (\dot{m}_1 \cdot h_1) - (\dot{m}_2 \cdot h_2) \\
 &= (353.52 \cdot 3396.003) - (353.52 \cdot 3108.576) \\
 &= 101610.502 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

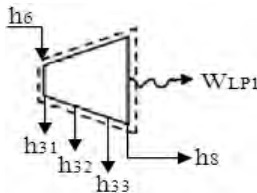


- Turbin IP



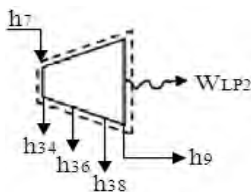
$$\begin{aligned}\dot{W}_{IP\text{turbine}} &= \dot{m}_4 \cdot (h_4 - h_{28}) + (\dot{m}_4 - \dot{m}_{28}) \cdot (h_{28} - h_{29}) + \\ &\quad (\dot{m}_4 - \dot{m}_{28} - \dot{m}_{29})(h_{29} - h_5) \\ &= 319.74 (3524.5 - 3282.55) + (319.74 - 0.98) (3282.55 \\ &\quad - 3148.94) + (319.74 - 0.98 - 2.22) (3148.94 - 3123.67) \\ &= 127946.1476 \text{ kJ/s}\end{aligned}$$

- Turbin LP 1



$$\begin{aligned}W_{LP1\text{turbine}} &= \dot{m}_6(h_6 - h_{31}) + (\dot{m}_6 - \dot{m}_{31}) \cdot (h_{31} - h_{32}) \\ &\quad + (\dot{m}_6 - \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32})(h_{32} - h_{33}) + (\dot{m}_6 - \\ &\quad \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32} - \dot{m}_{33}) \cdot (h_{33} - h_8) \\ &= (158.84 \cdot 3123.67) - (125.41 \cdot 2451.76) - \\ &\quad (15.13 \cdot 3004.14) - (8.6 \cdot 2850.79) - \\ &\quad (9.704 \cdot 2786.05) \\ &= 91695.651 \text{ kJ/s}\end{aligned}$$

- Turbin LP 2



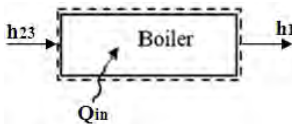


$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{LP2turbine} &= \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_{34}) + (\dot{m}_7 - \dot{m}_{34}) (h_{34} - h_{36}) \\
 &\quad + (\dot{m}_7 - \dot{m}_{34} - \dot{m}_{36}) (h_{36} - h_{38}) + (\dot{m}_7 - \dot{m}_{34} \\
 &\quad - \dot{m}_{36} - \dot{m}_{38}) (h_{38} - h_9) \\
 &= 157.53(3123.67-2969.39) + (157.53 - 15.13) \\
 &\quad (2969.39-2783.9) + (157.53 - 15.13 - 8.596) \\
 &\quad (2783.9-2710.8) - (157.53 - 15.13 - 8.596 - \\
 &\quad 8.393) (2710.8-2333.04) \\
 &= 107875.5901 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

4.3.2 Perhitungan Nilai Kalor yang Dibutuhkan Boiler

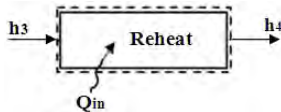
Nilai kalor yang dibutuhkan pada PLTU kapasitas 420 MW dihitung nilai kalor untuk boiler dan reheat.

- Boiler



$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{boiler} &= (\dot{m}_1 \cdot h_1) - (\dot{m}_{22} \cdot h_{22}) \\
 &= (353.52 \cdot 3396) - (353.52 \cdot 904.9173) \\
 &= 968714.3644 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

- Reheat



$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{reheat} &= (\dot{m}_4 \cdot h_4) - (\dot{m}_3 \cdot h_3) \\
 &= (319.74 \cdot 3524.5) - (319.74 \cdot 3108.58) \\
 &= 146283.7226 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

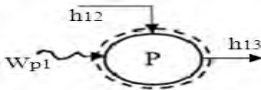
4.3.3 Perhitungan Kerja yang Dibutuhkan Pompa

Terdapat tiga buah pompa pada PLTU 420 MW yaitu *Condenser Exhaust Pump*, *Drain Pump*, dan *Feed Water Pump*.



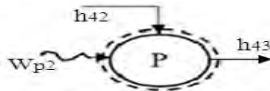
Masing – masing pompa membutuhkan tenaga yang perlu dihitung nilainya.

- Pompa 1 (Condenser Exhaust Pump)



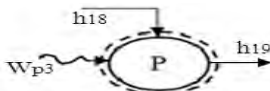
$$\begin{aligned}\dot{W}_{pompa1} &= (\dot{m}_{13} \cdot h_{13}) - (\dot{m}_{12} \cdot h_{12}) \\ &= (262.85 \cdot 161.98) - (262.85 \cdot 160.48) \\ &= 394.8499 \text{ kJ/s}\end{aligned}$$

- Pompa 2 (Drain Pump)



$$\begin{aligned}\dot{W}_{pompa2} &= (\dot{m}_{43} \cdot h_{43}) - (\dot{m}_{42} \cdot h_{42}) \\ &= (35.29 \cdot 186.022) - (35.29 \cdot 184.65) \\ &= 48.4179 \text{ kJ/s}\end{aligned}$$

- Pompa 3 (Feed water Pump)



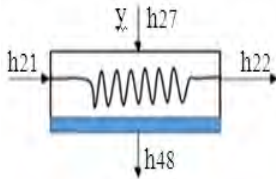
$$\begin{aligned}\dot{W}_{pompa3} &= (\dot{m}_{19} \cdot h_{19}) - (\dot{m}_{18} \cdot h_{18}) \\ &= (353.52 \cdot 651.1) - (353.52 \cdot 629.004) \\ &= 7811.667 \text{ kJ/s}\end{aligned}$$

4.3.4 Perhitungan Fraksi Massa pada Feedwater Heater

berdasarkan nilai entalpi aliran pada tiap *feedwater heater* dapat dihitung besarnya fraksi massa uap yang memasuki *feedwater heater*.

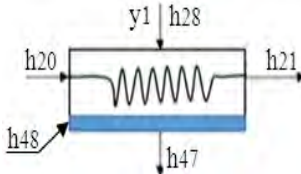


- High Pressure Heater (HPH) 7



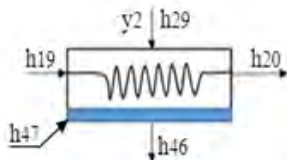
$$\begin{aligned}
 y &= (h_{22} - h_{21}) / (h_{27} - h_{48}) \\
 &= (904.92 - 676.38) / (3108.57 - 693.25) \\
 &= 0.09462
 \end{aligned}$$

- High Pressure Heater (HPH) 6



$$\begin{aligned}
 y_1 &= ((h_{21} - h_{20}) - (y \cdot (h_{48} - h_{47}))) / (h_{28} - h_{47}) \\
 &= ((676.38 - 668.3) - (0.09462 (693.25 - 683.8))) / (683.8 - 665.87) \\
 &= 0.002765
 \end{aligned}$$

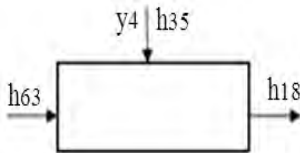
- High Pressure Heater (HPH) 5



$$\begin{aligned}
 y_2 &= ((h_{20} - h_{19}) - (y + y_1)(h_{47} - h_{46})) / (h_{29} - h_{46}) \\
 &= ((668.3 - 651.1) - (0.09462 + 0.002765) (683.8 - 665.87)) / (3148.94 - 665.87) \\
 &= 0.006224
 \end{aligned}$$

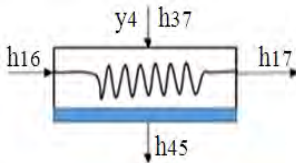


- Deaerator



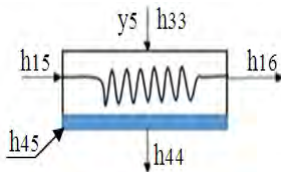
$$\begin{aligned}
 y_3 &= (h_{18} + h_{17}) - (y + y_1 + y_2) (h_{46} - h_{17}) / (h_{35} - h_{17}) \\
 &= (629.004 + 469.39) - (0.09462 + 0.002765 + 0.006224) \\
 &\quad (665.87 - 469.39) / (2986.76 - 469.39) \\
 &= 0.08571
 \end{aligned}$$

- Low Pressure Heater (LPH) 3



$$\begin{aligned}
 y_4 &= (1 - y - y_1 - y_2 - y_3) (h_{17} - h_{16}) / (h_{37} - h_{45}) \\
 &= (1 - 0.09462 - 0.002765 - 0.006224 - 0.42824) (469.39 - 328.6) / \\
 &\quad (2817.34 - 351.54) \\
 &= 0.053458755
 \end{aligned}$$

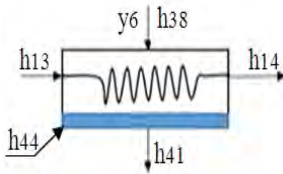
- Low Pressure Heater (LPH) 2



$$\begin{aligned}
 y_5 &= ((y - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) (h_{16} - h_{15})) - \\
 &\quad y_4 (h_{45} - h_{44}) / (h_{33} - h_{44}) \\
 &= ((1 - 0.09462 - 0.002765 - 0.006224 - 0.42824 - 0.02673) \\
 &\quad (328.6 - 242.43)) - 0.02673 (351.53 - 265.18) \\
 &\quad / (2786.053 - 265.18) \\
 &= 0.05669
 \end{aligned}$$



- Low Pressure Heater (LPH) 1



$$\begin{aligned}
 y_6 &= ((y - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5)(h_{14} - h_{13}) - \\
 &\quad (y_5 + y_4)(h_{44} - h_{41})) / (h_{38} - h_{41}) \\
 &= ((1 - 0.09462 - 0.002765 - 0.006224 - 0.42824 - 0.02673 - \\
 &\quad 0.014174)(250.004 - 161.98) - (0.02673 - 0.014174) \\
 &\quad (265.18 - 184.65)) / (2710.79 - 184.65) \\
 &= 0.05433221
 \end{aligned}$$

4.3.5 Menghitung Effisiensi Pembangkit

Dalam menghitung efisiensi pembangkit, terlebih dahulu menghitung nilai \dot{W} total dan \dot{Q} total.

- Menghitung nilai \dot{W} total

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{\text{total}} &= \dot{W}_{t\text{ HP}} + \dot{W}_{t\text{ IP}} + \dot{W}_{t\text{ LP1}} + \dot{W}_{t\text{ LP2}} - \dot{W}_{\text{Pompa 1}} - \\
 &\quad \dot{W}_{\text{Pompa 2}} - \dot{W}_{\text{Pompa 3}} \\
 &= 101610.502 + 127946.112 + 91695.685 + 107875.575 - \\
 &\quad 394.8499 - 48.1989 - 7811.667 \\
 &= 420873.2 \text{ kJ / s}
 \end{aligned}$$

- Menghitung nilai \dot{Q} total

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{\text{total}} &= \dot{Q}_{\text{Boiler}} + \dot{Q}_{\text{Reheater}} \\
 &= 759267.752 + 132985.2024 \\
 &= 892252.9544 \text{ kJ / s}
 \end{aligned}$$

- Menghitung nilai Effisiensi Pembangkit

$$\begin{aligned}
 \text{Eff.} &= \dot{W}_{\text{total}} / \dot{Q}_{\text{total}} \\
 &= 420873.2 / 892252.9544 \\
 &= 0.3774 = 37.74 \%
 \end{aligned}$$



4.3.6 Perbandingan Hasil pada *Gatecycle* dengan Perhitungan Termodinamika

Setelah mendapatkan hasil dari *Gatecycle* maupun dari perhitungan manual menggunakan analisa termodinamika, selanjutnya adalah membandingkan hasil keduanya.

Tabel 4.2 Perbandingan hasil *Gatecycle* dengan analisa termodinamika

PLTU SURALAYA 420 MW								
KOMPONEN		Tk.Keadaan	Temp (C)	Pressure	m(kg/s)	H (kJ/kg)	Daya (Kw)	
				(Bar)			Thermo	Gatecycle
Boiler								
Boiler	in	22	210.4629	170.1396	353.5203	904.9173	994782.362	968714.364
	out	1	538.0001	170.1396	353.5203	3396.0034		
Reheater	in	3	356.8653	41.0000	319.7364	3108.5762	135652.14	146283.723
	out	4	534.9001	41.0000	319.7364	3524.4976		
Turbin								
HP Turbin	in	1	538.0001	170.1396	353.5203	3396.0034	101615	101610.502
	out	2	356.8653	41.0000	353.5205	3108.5762		
IP Turbin	in	4	534.9001	41.0000	319.7364	3524.4976	127951	127946.148
	ext.1 out	28	414.9297	18.7000	0.9873	3282.5508		
	ext.2out	29	346.3963	10.5000	2.2222	3148.9446		
LP 1 Turbin	out	5	333.4140	9.4093	316.5269	3123.6699	91697	91695.6522
	in	6	333.4140	9.4093	158.8437	3123.6699		
	ext.1 out	31	270.6871	4.7700	15.1307	3004.1357		
	ext.2out	32	190.0604	1.8800	8.5962	2850.7878		
	ext.3out	33	155.7304	1.2000	9.7043	2786.0532		
	out	8	41.8076	0.0829	125.4125	2451.7678		
LP 2 Turbin	in	7	333.4140	9.4093	157.5322	3123.6699	107418	107875.59
	ext.1 out	34	253.8736	4.7700	15.1307	2969.3870		
	ext.2out	36	157.0153	1.8800	8.5962	2783.8984		
	ext.3out	38	118.2640	1.2000	8.3927	2710.7983		
	out	9	38.7512	0.0704	125.4125	2333.0366		
Pompa								
Cond. Exhaust Pump	in	12	38.4155	0.0704	262.8482	160.4815	395.14	394.849902
	out	13	38.5214	12.2369	262.8482	161.9837		
Drain Pump	in	42	44.1814	1.2000	35.2895	184.6559	48.41	48.1988553
	out	43	44.2819	12.2369	35.2895	186.0217		
Feed Water Pump	in	18	149.3577	4.7693	353.5203	629.0045	7812	7811.66718
	out	19	152.1578	170.1396	353.5203	651.1013		
Q total							1130434.5	1114998.09
Effisiensi							0.371897	0.37746538

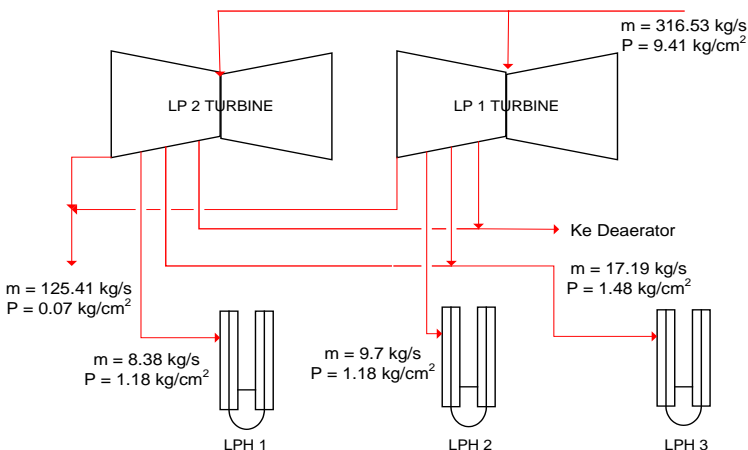


Berdasarkan data pada tabel 4.2 dapat dilihat bahwa terjadi perbedaan hasil pada *GateCycle* dengan perhitungan secara termodinamika dimana perbedaan terbesar terdapat pada komponen Boiler dan Reheat. Hal ini bisa terjadi dikarenakan beberapa hal, yaitu :

1. Efisiensi pada masing-masing komponen di sistem pembangkit tidak diketahui sehingga mempengaruhi hasil simulasi yang didapat pada gate cycle.
2. Data yang diperoleh untuk melakukan simulasi tidak lengkap, sehingga untuk beberapa data yang diinputkan ke *GateCycle* menggunakan data *default* pada *software*.

4.4 Analisa PLTU 420 MW dengan Variasi di LP Turbin

Proses selanjutnya adalah menganalisa sistem PLTU dengan memvariasikan % massa dan tekanan ekstraksi pada turbin LP yang akan menuju LPH1, LPH2 dan LPH3.



Gambar 4.5 Kondisi awal Turbin LP 1 dan LP 2 PLTU 420 MW



Kondisi awal PLTU 420 MW untuk aliran steam utama yang masuk turbin LP adalah sebesar 316.53 kg/s dengan tekanan sebesar 9.41 kg/cm². Kemudian aliran yang menuju LPH 7 sebesar 8.38 kg/s atau 5% dari total massa yang masuk turbin dengan tekanan 1.18 kg/cm². Selanjutnya aliran menuju LPH 6 sebesar 9.7 kg/s atau 6% dari total massa yang masuk turbin dengan tekanan 1.18 kg/cm² dan aliran menuju LPH 5 sebesar 17.19 kg/s atau 5% dari total massa dengan tekanan 1.48 kg/cm². Selanjutnya dilakukan variasi pada % massa ekstraksi dan tekanan.

No.	Variasi Turbin LP P ekstr. (kg/cm2)		% massa ekstraksi						
			eksisting	6% : 5% : 5%	6% : 6% : 4%	5% : 5% : 6%	5% : 7% : 4%	4% : 7% : 5%	4% : 6% : 6%
1	P eksisting	eff.	37.29156113	37.30159378	37.30543137	37.28698349	37.29540253	37.2816391	37.27737808
		heatrate	2305.650146	2305.030029	2304.792725	2305.93335	2305.412842	2306.263672	2306.527344
		power	420.1190186	420.2320251	420.2752991	420.0674438	420.1622925	420.0072632	419.9592599
2	P1+0.5 ; P2 ; P3	eff.	37.24940109	37.25233459	37.25600433	37.24573517	37.25321198	37.24715424	37.24271011
		heatrate	2308.259766	2308.077881	2307.850342	2308.487061	2308.023438	2308.398926	2308.674316
		power	419.644043	419.677124	419.718448	419.6027527	419.6869812	419.6187439	419.5686646
3	P1-0.5 ; P2 ; P3	eff.	37.3678093	37.39256668	37.35477066	37.36433411	37.37228394	37.3443985	37.37095642
		heatrate	2300.945557	2299.422119	2301.748779	2301.159424	2300.669922	2302.388184	2300.751709
		power	420.9780273	421.256897	420.8311157	420.9388428	421.0284119	420.7142334	421.0134583
4	P1 ; P2+0.5 ; P3	eff.	37.25325394	37.27003098	37.26725006	37.25531387	37.25115204	37.23511505	37.23928452
		heatrate	2308.020996	2306.981934	2307.154297	2307.893311	2308.151123	2309.145508	2308.886719
		power	419.687439	419.8764648	419.8451233	419.7106628	419.6637573	419.4830933	419.5300903
5	P1 ; P2-0.5 ; P3	eff.	37.29151535	37.3014946	37.30574799	37.28700638	37.29564667	37.28171158	37.27742767
		heatrate	2305.653076	2305.036133	2304.773438	2305.931885	2305.397461	2306.259277	2306.52417
		power	420.1184998	420.230896	420.2788391	420.0677185	420.1650696	420.0080566	419.9597778
6	P1 ; P2 ; P3+0.5	eff.	37.27013779	37.28052902	37.28646851	37.26416779	37.27643585	37.26054382	37.25421524
		heatrate	2306.975586	2306.332275	2305.965088	2307.345215	2306.585449	2307.569336	2307.961426
		power	419.877655	419.9947205	420.0616455	419.8103943	419.9486389	419.7695618	419.6982727
7	P1 ; P2 ; P3-0.5	eff.	37.26881027	37.27854156	37.2144165	37.27144623	37.22919464	37.2591629	37.2600708
		heatrate	2307.057617	2306.455322	2310.429688	2306.894531	2309.512695	2307.654785	2307.598633
		power	419.8627014	419.9723511	419.2499084	419.892395	419.4164124	419.7540588	419.7642517

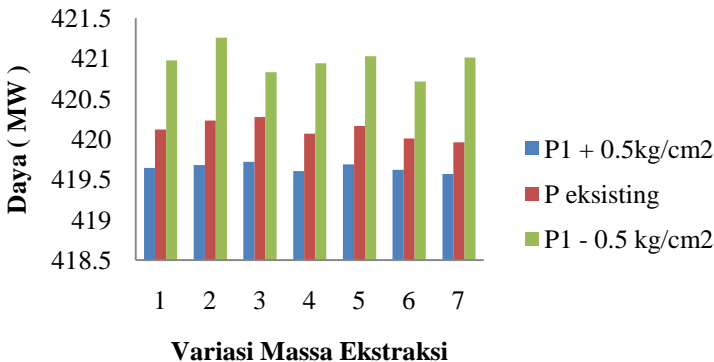
Eksisting = 5% : 6% : 5%

Gambar 4.6 Hasil Running *Gatecycle* untuk tiap Variasi



4.4.1 Analisa Daya Pembangkit

4.4.1.1 Analisa Daya pada Variasi P 1



Gambar 4.7 Grafik Pengaruh Variasi P1 Terhadap Daya Pembangkit

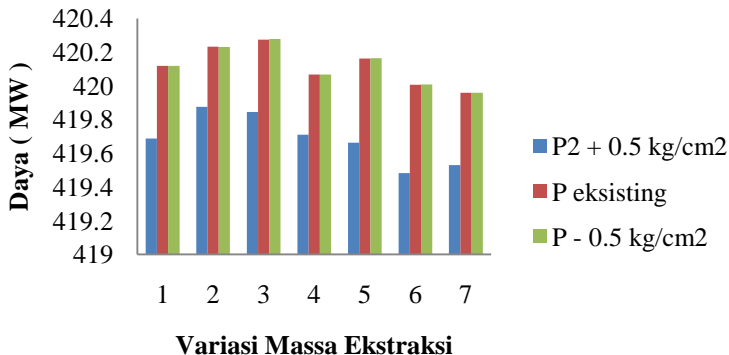
Gambar 4.6 menunjukkan pengaruh variasi daya terhadap daya pembangkit. Pada grafik tersebut terdapat 3 buah garis yang mewakili nilai tekanan ekstraksi turbin yang memasuki LPH1, dimana nilai daya tertinggi pada variasi tekanan P1 - 0.5 kg/cm², kemudian diikuti pada keadaan P eksisting dan nilai terendah pada keadaan P + 0.5 kg/cm². Selanjutnya dapat dilihat pula pada variasi tekanan P1 - 0.5 kg/cm², nilai daya tertinggi terdapat pada variasi massa ekstraksi ke 2, yaitu 6% menuju LPH 1, 5% menuju LPH 2 dan 5% menuju LPH 3 dengan menghasilkan daya sebesar 421.257 MW.

Perubahan nilai daya tersebut disebabkan oleh perubahan Jumlah massa uap ekstraksi pada LPH 1. Hal tersebut dapat dilihat melalui persamaan $h = u + pv$, dimana nilai h dan p berbanding lurus. Lalu dilihat pada persamaan kerja turbin low pressure 2, $\dot{W}_{LP2turbin} = \dot{m}_7(h_7 - h_{34}) + (\dot{m}_7 - \dot{m}_{34})(h_{34} - h_{36}) + (\dot{m}_7 - \dot{m}_{34} - \dot{m}_{36})(h_{36} - h_{38}) + (\dot{m}_7 - \dot{m}_{34} - \dot{m}_{36} - \dot{m}_{38})(h_{38} - h_9)$ dimana pengurangan nilai pada P1 membuat nilai h_{38} juga berkurang, namun karena nilai massa yang lebih



besar sehingga nilai Wturbine juga meningkat. Nilai daya tertinggi terdapat pada variasi massa dimana massa menuju LPH 2 (m_{33}) berkurang 1%, pengaruhnya dapat dilihat pada persamaan $\dot{W}_{LP1turbine} = \dot{m}_6(h_6 - h_{31}) + (\dot{m}_6 - \dot{m}_{31})(h_{31} - h_{32}) + (\dot{m}_6 - \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32})(h_{32} - h_{33}) + (\dot{m}_6 - \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32} - \dot{m}_{33})(h_{33} - h_8)$.

4.4.1.2 Analisa Daya pada Variasi P 2



Gambar 4.8 Grafik Pengaruh Variasi P2 Terhadap Daya Pembangkit

Gambar 4.7 menunjukkan pengaruh variasi P2 terhadap daya pembangkit. Pada grafik tersebut terdapat 3 buah garis yang mewakili nilai tekanan ekstraksi turbin yang memasuki ke LPH, dimana nilai daya antara P eksisting dengan P2 - 0.5 kg/cm² terlihat berdempetan, namun pada variasi tekanan P1 - 0.5 kg/cm² memiliki nilai yang sedikit lebih tinggi kemudian diikuti pada keadaan P eksisting dan nilai terendah pada keadaan P + 0.5 kg/cm² seperti terlihat pada tabel 4.3.

Tabel 4.3 Nilai Daya pada Variasi Tekanan P2

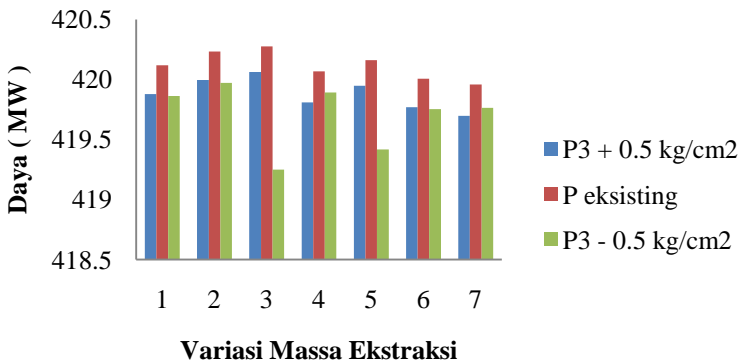
P1 ; P2+0.5 ; P3	419.687439	419.8764648	419.8451233	419.7106628	419.6637573	419.4830933	419.5300903
P eksisting	420.1190186	420.2320251	420.2752991	420.0674438	420.1622925	420.0072632	419.959259
P1 ; P2-0.5 ; P3	420.1184998	420.230896	420.2788391	420.0677185	420.1650696	420.0080566	419.9597778



Selanjutnya dapat dilihat pula pada variasi tekanan P1 – 0.5 kg/cm², nilai daya tertinggi terdapat pada variasi massa ekstraksi ke 3, yaitu 6% menuju LPH 1, 6% menuju LPH 2 dan 4% menuju LPH 3 dengan menghasilkan daya sebesar 420.2788 MW.

Perubahan nilai daya tersebut disebabkan oleh perubahan jumlah massa uap ekstraksi pada LPH 1. Hal tersebut dapat dilihat melalui persamaan $h = u + pv$, dimana nilai h dan p berbanding lurus. Lalu dilihat pada persamaan kerja turbin low pressure 2, $\dot{W}_{LP2\text{turbin}} = \dot{m}_7(h_7 - h_{34}) + (\dot{m}_7 - \dot{m}_{34})(h_{34} - h_{36}) + (\dot{m}_7 - \dot{m}_{34} - \dot{m}_{36})(h_{36} - h_{38}) + (\dot{m}_7 - \dot{m}_{34} - \dot{m}_{36} - \dot{m}_{38})(h_{38} - h_9)$ dimana pengurangan nilai pada P1 membuat nilai h_{38} juga berkurang, namun karena nilai massa yang lebih besar sehingga nilai W_{turbin} juga meningkat. Nilai daya tertinggi terdapat pada variasi massa dimana massa menuju LPH 3 (m_{37}) berkurang 1%, dimana $m_{37} = m_{36} + m_{32}$ dan pengaruhnya dapat dilihat pada persamaan kerja turbin LP 2

4.4.1.3 Analisa Daya pada Variasi P 3



Gambar 4.9 Grafik Pengaruh Variasi P3 Terhadap Daya Pembangkit

Gambar 4.9 menunjukkan pengaruh variasi P3 terhadap daya pembangkit. Pada grafik tersebut terdapat 3 buah garis yang



mewakili nilai tekanan ekstraksi turbin yang memasuki ke LPH, dimana nilai daya pada P eksisting memiliki nilai yang paling tinggi kemudian diikuti pada keadaan $P + 0.5$ dan nilai terendah pada keadaan $P - 0.5 \text{ kg/cm}^2$. Selanjutnya dapat dilihat pula pada variasi tekanan P eksisting, nilai daya tertinggi terdapat pada variasi massa ekstraksi ke 3, yaitu 6% menuju LPH 1, 6% menuju LPH 2 dan 4% menuju LPH 3 dengan menghasilkan daya sebesar 420.2753 MW.

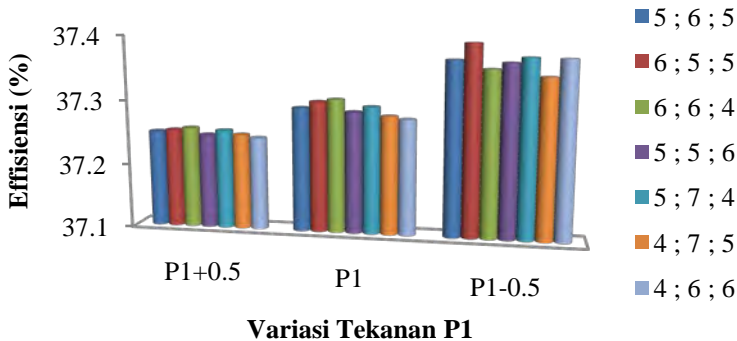
Perubahan nilai daya tersebut disebabkan oleh perubahan jumlah massa uap ekstraksi pada LPH 1. Hal tersebut dapat dilihat melalui persamaan $h = u + pv$, dimana nilai h dan p berbanding lurus. Lalu dilihat pada persamaan kerja turbin low pressure 2, $\dot{W}_{LP2turbin} = \dot{m}_7(h_7 - h_{34}) + (\dot{m}_7 - \dot{m}_{34})(h_{34} - h_{36}) + (\dot{m}_7 - \dot{m}_{34} - \dot{m}_{36})(h_{36} - h_{38}) + (\dot{m}_7 - \dot{m}_{34} - \dot{m}_{36} - \dot{m}_{38})(h_{38} - h_9)$ dimana pengurangan nilai pada P1 membuat nilai h_{38} juga berkurang, namun karena nilai massa yang lebih besar sehingga nilai W_{turbin} juga meningkat. Nilai daya tertinggi terdapat pada variasi massa dimana massa menuju LPH 3 (\dot{m}_{37}) berkurang 1%, dimana $\dot{m}_{37} = \dot{m}_{36} + \dot{m}_{32}$ dan pengaruhnya dapat dilihat pada persamaan kerja turbin LP 2.

Pada grafik diatas, nilai daya tertinggi terdapat pada P eksisting, atau dengan kata lain tekanan eksisting P3 merupakan tekanan optimal. Dimana ketika tekanan dinaikkan ataupun diturunkan akan membuat efisiensi pembangkit menurun.



4.4.2 Analisa Nilai Effisiensi Pembangkit

4.4.2.1 Analisa Effisiensi pada Variasi P 1



Gambar 4.10 Grafik Pengaruh Variasi P1 Terhadap Effisiensi

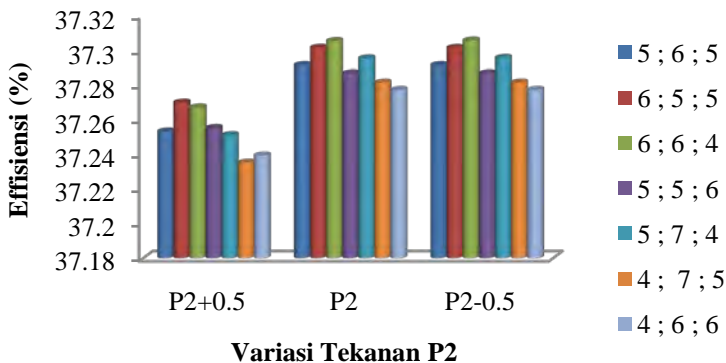
Gambar 4.10 menunjukkan pengaruh variasi P1 terhadap efisiensi pembangkit. Pada grafik diatas terdapat 3 nilai pada P1, dimana tiap nilai tekanan terdapat 7 buah nilai yang masing-masing memiliki nilai % massa ekstraksi yang berbeda. Dimana tiap variasi memiliki nilai yang fluktuatif, dengan efisiensi tertinggi terdapat pada variasi tekanan P1 - 0.5 kg/cm², lalu diikuti pada keadaan P eksisting dan nilai terendah pada keadaan P + 0.5 kg/cm². Dapat dilihat pula pada variasi tekanan P1 – 0.5 kg/cm², nilai efisiensi terbaik terdapat pada variasi massa ekstraksi ke 2, yaitu 6% menuju LPH 1, 5% menuju LPH 2 dan 5% menuju LPH 3 dengan nilai efisiensi sebesar 37.39%.

Perubahan nilai efisiensi tersebut disebabkan oleh perubahan Jumlah massa uap ekstraksi pada LPH 1. Hal tersebut dapat dilihat melalui persamaan $h = u + pv$, dimana nilai h dan p berbanding lurus. Lalu dilihat pada persamaan efisiensi, $\eta = (W_{turbin} - W_{pompa}) / Q_{total}$. Seperti yang dijelaskan sebelumnya bahwa penurunan nilai P1 menyebabkan kenaikan nilai W_{turbin} , sehingga dari persamaan ini dapat dijelaskan bahwa pengurangan nilai pada P1 mengakibatkan kenaikan pada



nilai efisiensi. Nilai efisiensi terdapat pada variasi massa ekstraksi dimana massa menuju LPH 2 (\dot{m}_{33}) berkurang 1%, pengaruhnya dapat dilihat pada persamaan $\dot{W}_{LP1turbin} = \dot{m}_6(h_6 - h_{31}) + (\dot{m}_6 - \dot{m}_{31})(h_{31} - h_{32}) + (\dot{m}_6 - \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32})(h_{32} - h_{33}) + (\dot{m}_6 - \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32} - \dot{m}_{33})(h_{33} - h_8)$.

4.4.2.2 Analisa Efisiensi pada Variasi P 2



Gambar 4.11 Grafik Pengaruh Variasi P2 Terhadap Efisiensi

Gambar 4.11 menunjukkan pengaruh variasi P2 terhadap efisiensi pembangkit. Pada grafik diatas terdapat 3 variasi nilai pada P2, dimana tiap nilai tekanan terdapat 7 buah nilai yang masing-masing memiliki nilai % massa ekstraksi yang berbeda. Pada tiap variasi memiliki nilai yang fluktuatif, dengan efisiensi tertinggi antara variasi tekanan P eksisting dengan nilai P1 - 0.5 kg/cm² berdekatan, lalu nilai terendah pada keadaan P + 0.5 kg/cm² dengan nilai yang dapat terlihat pada Tabel 4.4.

Tabel 4.4 Nilai Efisiensi pada Variasi Tekanan P2

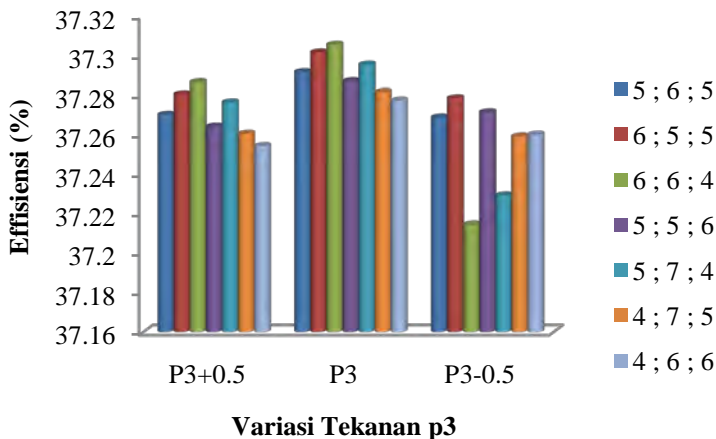
	eksisting	6% : 5% : 5%	6% : 6% : 4%	5% : 5% : 6%	5% : 7% : 4%	4% : 7% : 5%	4% : 6% : 6%
P1 ; P2+0.5 ; P3	37.25325394	37.27003098	37.26725006	37.25531387	37.25115204	37.23511505	37.23928452
P eksisting	37.29156113	37.30159378	37.30543137	37.28698349	37.29540253	37.2816391	37.27737808
P1 ; P2-0.5 ; P3	37.29151535	37.3014946	37.30574799	37.28700638	37.29564667	37.28171158	37.27742767



Dapat dilihat pula pada variasi tekanan $P1 - 0.5 \text{ kg/cm}^2$, nilai efisiensi terbaik terdapat pada variasi massa ekstraksi ke 2, yaitu 6% menuju LPH 1, 5% menuju LPH 2 dan 5% menuju LPH 3 dengan nilai efisiensi sebesar 37.31%.

Perubahan nilai efisiensi tersebut disebabkan oleh perubahan Jumlah massa uap ekstraksi pada LPH 1. Hal tersebut dapat dilihat melalui persamaan $h = u + pv$, dimana nilai h dan p berbanding lurus. Lalu dilihat pada persamaan efisiensi, $\eta = (\dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{pompa}) / \dot{Q}_{total}$. Seperti yang dijelaskan sebelumnya bahwa penurunan nilai $P1$ menyebabkan kenaikan nilai \dot{W}_{turbin} , sehingga dari persamaan ini dapat dijelaskan bahwa pengurangan nilai pada $P1$ mengakibatkan kenaikan pada nilai efisiensi. Nilai efisiensi terdapat pada variasi massa ekstraksi dimana massa menuju LPH 3 (\dot{m}_{37}) berkurang 1%, pengaruhnya dapat dilihat pada persamaan $\dot{W}_{LP1turbin} = \dot{m}_6(h_6 - h_{31}) + (\dot{m}_6 - \dot{m}_{31})(h_{31} - h_{32}) + (\dot{m}_6 - \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32})(h_{32} - h_{33}) + (\dot{m}_6 - \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32} - \dot{m}_{33})(h_{33} - h_8)$

4.4.2.3 Analisa Efisiensi pada Variasi P 3



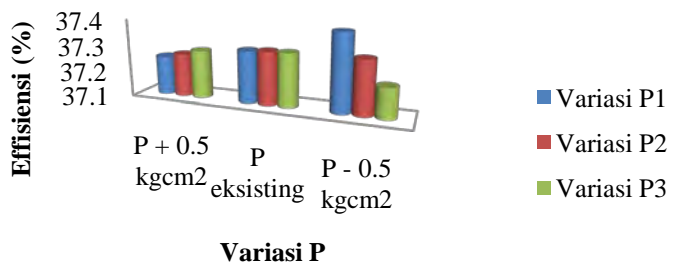
Gambar 4.12 Grafik Pengaruh Variasi P3 Terhadap Efisiensi



Gambar 4.12 menunjukkan pengaruh variasi terhadap efisiensi pembangkit. Pada grafik diatas terdapat 3 variasi nilai pada P3, dimana tiap nilai tekanan terdapat 7 buah nilai yang masing-masing memiliki nilai % massa ekstraksi yang berbeda. Pada tiap variasi memiliki nilai yang fluktuatif, dengan efisiensi tertinggi pada tekanan P eksisting diikuti nilai P1 + 0.5 kg/cm², lalu nilai terendah pada keadaan P - 0.5 kg/cm². Dapat dilihat pula pada variasi tekanan P1 - 0.5 kg/cm², nilai efisiensi terbaik terdapat pada variasi massa ekstraksi ke 3, yaitu 6% menuju LPH 1, 6% menuju LPH 2 dan 4% menuju LPH 3 dengan nilai efisiensi sebesar 37.305%.

Hasil grafik yang didapat ini menjelaskan bahwa nilai tekanan eksisting merupakan nilai optimal, yang apabila nilainya dikurang ataupun ditambahkan hasilnya akan menurunkan efisiensi pembangkit secara keseluruhan. Pada posisi P eksisting, nilai efisiensi terbaik terdapat pada perbandingan massa ekstraksi 6% menuju LPH 1, 6% menuju LPH 2 dan 4% menuju LPH 3. Nilai efisiensi terdapat pada variasi massa ekstraksi dimana massa menuju LPH 3 (\dot{m}_{37}) berkurang 1%, pengaruhnya dapat dilihat pada persamaan $\dot{W}_{LP1turbin} = \dot{m}_6(h_6 - h_{31}) + (\dot{m}_6 - \dot{m}_{31})(h_{31} - h_{32}) + (\dot{m}_6 - \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32})(h_{32} - h_{33}) + (\dot{m}_6 - \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32} - \dot{m}_{33})(h_{33} - h_8)$.

4.4.3 Grafik Gabungan Efisiensi Masing-Masing Variasi Tekan



Gambar 4.13 Grafik Gabungan Efisiensi tiap Variasi P



Dari gambar 4.13 dapat diketahui bahwa nilai efisiensi terbaik terdapat pada variasi tekanan P1 dengan trend grafik yang meningkat dimana nilai efisiensi tertinggi terdapat pada variasi P1 - 0.5 kg/cm² sebesar 37.39%. Pada variasi P2 memiliki trend grafik naik dengan nilai efisiensi tertinggi pada variasi P2 - 0.5 kg/cm² sebesar 37.31% dan pada variasi P3 memiliki trend grafik *parabolic* yaitu meningkat lalu turun tajam pada posisi P3 – 0.5 kg/cm² dengan nilai tertinggi pada P eksisting dengan nilai efisiensi 37.30%.

Berdasarkan persamaan $\eta = (\dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{pompa}) / \dot{Q}_{total}$ dimana penurunan nilai P1 menyebabkan kenaikan nilai \dot{W}_{turbin} secara signifikan, sehingga dapat dijelaskan bahwa pengurangan nilai tekanan pada variasi P1 mengakibatkan kenaikan pada nilai efisiensi paling besar dibanding nilai variasi yang lain.



BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Setelah menyelesaikan analisa hasil perhitungan secara thermodinamika maupun analisa hasil pada *software Gatecycle* pada PLTU kapasitas 420 MW, maka dapat disimpulkan beberapa hal, antara lain :

1. Melakukan variasi pada tekanan ekstraksi memberikan pengaruh pada daya dan efisiensi pembangkit. Nilai terbaik didapat dengan menaikkan tekanan pada aliran masuk LPH 1 sebesar 0.5 kg/cm^2 .
2. Dari 7 macam komposisi aliran massa ekstraksi pada Turbin LP didapat 1 nilai yang memiliki efisiensi terbaik, yaitu pada nilai 6% menuju LPH 1, 5% menuju LPH 2 dan 5% menuju LPH 3.
3. Hasil dari optimalisasi pembangkit dengan mengubah nilai tekanan dan komposisi massa ekstraksi didapatkan hasil berupa peningkatan efisiensi pembangkit sebesar 0.1% menjadi 37.39 %.

5.2 Saran

Setelah menyelesaikan laporan tugas akhir ini, ada beberapa saran yang dapat diberikan, sebagai berikut :

1. Dalam membangun sebuah model simulasi di *Software Gatecycle* diperlukan data yang lebih detail dan lengkap, seperti komposisi bahan bakar, spesifikasi peralatan utama pembangkit, dll. sehingga bisa diperoleh hasil permodelan yang semakin mewakili kondisi *real* pembangkit tersebut.
2. Perlu adanya studi langsung ke lapangan sebelum melakukan permodelan di *Gatecycle*, sehingga dalam proses menginputkan data-data dapat lebih detail dan sesuai dengan keadaan pembangkit yang sebenarnya.



Halaman ini sengaja dikosongkan



DAFTAR PUSTAKA

- [1] Moran, Michael J and Shapiro, Howard N., “Termodinamika Teknik Jilid 1”, edisi 4, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1994
- [2] Dendi Junaidi, dkk. *Kesetimbangan Massa dan Kalor Serta Efisiensi Pembangkit Listrik Tenaga Uap Pada Berbagai Perubahan Beban dengan Menvariasikan Jumlah Feedwater Heater*, Yogyakarta ; 2011.
- [3] M.M. Rashidi, dkk. *Thermodynamic Analysis of a Steam Power Plant with Double Reheat and Feed Water Heater*, 2005.
- [4] Srinivas T., dkk. *Generalized Thermodynamic Analysis of Steam Power Cycles with ‘n’ Number of Feedwater Heaters*. Gudlavalleru; 2007.



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Skema dan T-s Diagram Siklus <i>Rankine</i> pada PLTU	6
Gambar 2.2 Masing-masing zona pada <i>High Pressure Heater</i>	8
Gambar 2.3 Siklus Regeneratif dengan satu <i>open feedwater heater</i>	9
Gambar 2.4 Siklus Regeneratif dengan satu <i>close feedwater heater</i>	10
Gambar 2.5 Contoh pemodelan pada <i>GateCycle</i>	21
Gambar 2.6 <i>Perbandingan efisiensi pembangkit terhadap rasio ekstraksi steam turbine</i>	22
Gambar 2.7 Nilai terbaik dari tekanan ekstraksi dari turbin HP	23
Gambar 3.1 Aliran massa model PLTU 420 MW	25
Gambar 3.2 Kondisi awal PLTU pada <i>Gatecycle</i>	26
Gambar 3.3 Diagram T-s PLTU 420 MW	28
Gambar 3.4 Analisis efisiensi sistem <i>powerplant</i> menggunakan analisis termodinamika	29
Gambar 3.5 Analisis efisiensi sistem <i>powerplant</i> menggunakan analisis termodinamika (lanjutan)	30
Gambar 3.6 Analisis efisiensi sistem <i>powerplant</i> menggunakan analisis termodinamika (lanjutan)	31
Gambar 3.7 Kondisi awal Turbin LP1 dan LP2	32
Gambar 3.8 Flowchart proses kerja penelitian tugas akhir	34
Gambar 4.1 Kondisi awal PLTU pada <i>Gatecycle</i>	37
Gambar 4.2 Skema aliran uap PLTU 420 MW	38
Gambar 4.3 Komponen – komponen pada PLTU pada <i>Gatecycle</i>	38
Gambar 4.4 Hasil membangun PLTU 420 MW pada <i>Gatecycle</i> .	39
Gambar 4.5 Kondisi awal Turbin LP 1 dan LP 2 PLTU 420 MW.....	48
Gambar 4.6 Hasil Running <i>Gatecycle</i> untuk tiap Variasi.....	49
Gambar 4.7 Grafik Pengaruh Variasi P1 Terhadap Daya Pembangkit.....	50



Gambar 4.8 Grafik Pengaruh Variasi P2 Terhadap Daya Pembangkit.....	51
Gambar 4.9 Grafik Pengaruh Variasi P3 Terhadap Daya Pembangkit.....	52
Gambar 4.10 Grafik Pengaruh Variasi P1 Terhadap Efisiensi....	54
Gambar 4.11 Grafik Pengaruh Variasi P2 Terhadap Efisiensi	55
Gambar 4.12 Grafik Pengaruh Variasi P3 Terhadap Efisiensi	56
Gambar 4.13 Grafik Gabungan Efisiensi tiap Variasi P	57



BIODATA PENULIS



Yon Satria Go dilahirkan di Surabaya pada hari Kamis tanggal 27 Desember 1990. Penulis merupakan putra kedua dari lima bersaudara dari pasangan Yance Sumolang dan Wiwik Aryani. Penulis memulai pendidikan formal di SD Negeri Rungkut Menanggal III Surabaya, SMP Negeri 12 Surabaya, SMA Negeri 16 Surabaya. Setelah menyelesaikan studi pada sekolah menengah atas penulis melanjutkan pendidikan di Institut Teknologi Sepuluh November Jurusan Teknik Mesin pada tahun 2009. Penulis mengambil bidang studi Konversi Energi.

Selama masa perkuliahan penulis aktif di beberapa kegiatan kemahasiswaan. Pada tahun kedua penulis aktif sebagai staf departemen Kewirausahaan Himpunan Mahasiswa Mesin dan anggota Mesin ITS AUTOSPORT, sementara pada tahun ketiga penulis aktif sebagai BENDAHARA di Mesin ITS AUTOSPORT. Penulis juga aktif sebagai asisten laboratorium Perpindahan Panas dan Massa.

E-mail : yonsatriago@gmail.com

Optimalisasi Performa PLTU Kapasitas 420 MW Menggunakan Variasi pada Tekanan dan Massa Ekstraksi Turbin LP

Yon Satria Go, Djatmiko Ichsani

Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111

E-mail: djatmiko@me.its.ac.id

Abstrak—Kebutuhan listrik dunia terutama di Indonesia setiap tahunnya semakin meningkat seiring dengan pertumbuhan ekonomi dan pertambahan jumlah penduduk serta adanya peningkatan gaya hidup masyarakat. Untuk itu diperlukan berbagai langkah antisipasi dari pemerintah pusat maupun daerah selaku pemegang kekuasaan agar produksi listrik masih dapat mengimbangi konsumsi listrik dalam negeri. PLN setidaknya menerapkan dua langkah utama untuk dapat meningkatkan produksi listrik domestik, yaitu dengan membangun unit-unit pembangkit baru, dan juga dengan meningkatkan efisiensi kerja. Untuk meningkatkan efisiensi, sebuah pembangkit dapat menambahkan komponen seperti economizer, reheater serta feedwater heater. Untuk menganalisa sebuah PLTU dapat menggunakan analisa termodinamika, untuk mencari kalor masuk pada boiler (Qin), kerja yang dihasilkan turbin (Wt), kerja yang dibutuhkan pompa (Wp), dan nilai efisiensi pembangkit secara keseluruhan baik secara manual maupun dengan bantuan software Gatecycle. Metode optimasi yang dilakukan yaitu dengan mengubah komposisi nilai % massa dan tekanan pada turbin LP yang menuju LPH1, LPH2 dan LPH3. Dari penelitian ini didapatkan sebuah model simulasi pada GateCycle secara mandiri berdasar data heat balance. Dan didapat nilai tekanan ekstraksi terbaik, yaitu pada tekanan P1 – 0.5 kg/cm², serta komposisi yang pas untuk tekanan pada ekstraksi turbin yaitu 6% menuju LPH 1, 5% menuju LPH 2 dan 5% menuju LPH 3 sehingga terjadi peningkatan daya sebesar 1.13 MW menjadi 421.25 MW serta peningkatan efisiensi pembangkit sebesar 0.1% menjadi 37.39%.

Kata Kunci— PLTU, Efisiensi, GateCycle, Feedwater Heater

I. PENDAHULUAN

Kebutuhan listrik dunia terutama di Indonesia setiap tahunnya semakin meningkat seiring dengan pertumbuhan ekonomi dan pertambahan jumlah penduduk serta adanya peningkatan gaya hidup masyarakat. Untuk itu diperlukan berbagai langkah antisipasi dari pemerintah pusat maupun daerah selaku pemegang kekuasaan agar produksi listrik masih dapat mengimbangi konsumsi listrik dalam negeri. Neraca Listrik Domestik tahun 2004 sampai dengan 2012 yang diterbitkan oleh kementerian ESDM dimana pemakaian tenaga listrik di sektor Industri, Komersial, Publik dan Rumah Tangga terus meningkat dan dapat diperkirakan bahwa pada tahun 2013 maupun tahun-tahun berikutnya konsumsi listrik akan tetap terus bertambah.

Pemasok listrik di Indonesia dikategorikan dalam dua sumber yaitu PLN sebagai pemasok utama, dan Non – PLN (pihak swasta). Sebagai pemasok utama,

PLN setidaknya menerapkan dua langkah utama untuk dapat meningkatkan produksi listrik domestik, yaitu dengan membangun unit-unit pembangkit baru, dan juga dengan meningkatkan efisiensi kinerja dari pembangkit baru maupun yang telah ada. Salah satu jenis pembangkit yang dibangun PLN saat ini adalah PLTU, yang mana telah dibangun di beberapa daerah di tanah air. Agar PLTU tersebut dapat bekerja dengan optimal diperlukan sebuah studi untuk meningkatkan efisiensi kerja dari PLTU itu sendiri. Yang artinya PLTU harus bekerja dengan ditunjang oleh peralatan-peralatan yang memadai dan memiliki kemampuan kerja yang optimal..

Dalam sebuah PLTU terdapat beberapa komponen utama, yaitu Boiler, Turbin Uap, Kondenser, dan Generator. Selain itu juga terdapat beberapa komponen pendukung untuk dapat meningkatkan kinerja PLTU seperti Economizer, Feed Water Heater yang bekerja di tekanan tinggi/High Pressure Heater (HPH) dan yang bekerja pada tekanan rendah/Low Pressure Heater (LPH), Superheater, dll. LPH merupakan alat pemanas feedwater pada tekanan rendah sebelum masuk ke boiler, sehingga kalor yang dibutuhkan boiler untuk menaikkan temperatur air yang digunakan untuk menggerakkan turbin uap menjadi lebih ringan.

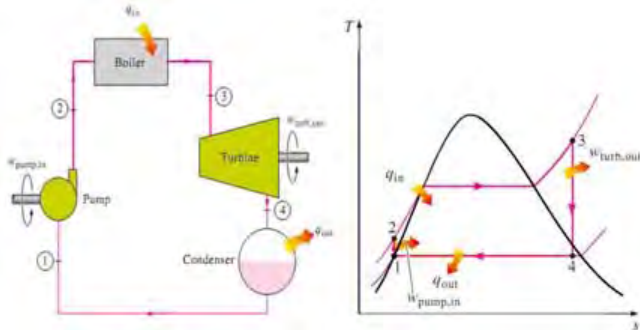
Pada PLTU yang akan ditinjau memiliki kapasitas 420 MW yang terdiri atas 1 buah Boiler dengan Reheater, 4 buah Turbin Uap serta 6 buah Feed Water Heater (FWH). Keenam FWH ini memiliki fungsi meringankan kerja boiler dalam memanaskan air yang akan digunakan untuk menggerakkan turbin, sehingga secara keseluruhan kerja pembangkit akan menjadi lebih baik. Karenanya diperlukan sebuah penelitian mengenai FWH dengan memvariasikan laju aliran massa di tiap FWH agar diperoleh efisiensi terbaik. Untuk memudahkan dalam proses analisa, dalam penelitian ini digunakan sebuah software simulasi, yaitu *Gate Cycle*.

II. DASAR TEORI

II.1 Siklus Rankine

Rankine Cycle merupakan salah satu siklus uap yang memberikan gambaran secara umum dari subsistem terpenting yang terdapat pada PLTU. Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) merupakan

suatu alat yang memanfaatkan energi kimia dari bahan bakar menjadi energi listrik. Pada subsistem tersebut terjadi suatu proses konversi energi yaitu dari energi panas menjadi energi kerja. Adapun komponen-komponen dasar penyusun subsistem tersebut antara lain *boiler*, turbin, kondensor, dan pompa. Hal ini dapat dijelaskan pada Gambar 1.



Gambar 1. Skema dan T-s Diagram Siklus Rankine pada PLTU

Gambar diatas adalah gambar dari siklus Rankine ideal dan sub sistem pada PLTU. Terdapat 4 proses prinsip kerja siklus Rankine, setiap siklus mengubah keadaan fluida (tekanan dan/atau wujud). yaitu :

- ❖ Proses 1 – 2: Air dipompa dari tekanan P_2 menjadi P_1 . Langkah ini adalah langkah *kompresi isentropis*, dan proses ini terjadi pada pompa air pengisi.
- ❖ Proses 2 – 3: Air bertekanan ini dinaikkan temperaturnya hingga mencapai titik cair jenuh. Lalu air berubah wujud menjadi uap jenuh, setelah itu uap dipanaskan lebih lanjut hingga uap mencapai temperatur kerjanya menjadi uap panas lanjut. Langkah ini adalah *isobar*, dan terjadi didalam boiler.
- ❖ Proses 3 - 4 : Uap melakukan kerja sehingga tekanan dan temperaturnya turun. Langkah ini adalah langkah *ekspansi isentropis*, dan terjadi didalam turbin.
- ❖ Proses 4 – 1: Pembuangan panas laten uap sehingga berubah menjadi air kondensat. Langkah ini adalah *isobar*, dan terjadi didalam kondensor.

a. Efisiensi Siklus Rankine

Efisiensi siklus rankine mengukur seberapa banyak energi yang masuk ke dalam fluida kerja melalui boiler yang dikonversi menjadi keluaran kerja netto. Efisiensi siklus rankine dijelaskan dalam bentuk rumus sebagai berikut :

$$\eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_p/\dot{m}}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}} \dots\dots\dots (2.1)$$

dimana :

\dot{W}_t/\dot{m} = Laju kerja yang dihasilkan per unit massa uap yang melalui turbin

\dot{W}_p/\dot{m} = Tenaga masuk per unit massa melalui pompa

b. Laju Kalor (Heat Rate) pada Siklus Rankine

Laju kalor (heat rate) adalah jumlah energi yang ditambahkan melalui perpindahan kalor ke dalam siklus, umumnya dalam satuan Btu, untuk menghasilkan satu unit keluaran kerja netto, biasanya dalam kW-h. Oleh karena itu, laju kalor berbanding terbalik dengan efisiensi thermal, memiliki satuan Btu/kW-h.

$$\text{Heat rate} = \frac{\text{Total fuel heat input (Btu)}}{\text{Electrical generation (kW-h)}} \dots\dots\dots (2.2)$$

II.2 Analisa Termodinamika

Meskipun peralatan – peralatan seperti turbin, pompa, kompresor dan *heat exchanger* dapat dilakukan analisa sistem tertutup terhadap laju aliran massa yang melewati peralatan – peralatan tersebut. Namun hal tersebut lebih mudah dilakukan dengan menggunakan sudut pandang *control volume*. *Control volume* merupakan suatu daerah yang akan dilakukan analisa secara rinci.

Dalam sistem teknik keadaan *steady state* merupakan keadaan yang ideal yang berarti semua sifat tidak berubah seiring dengan berubahnya waktu. Begitu juga dengan laju aliran massa laju serta perpindahan energi oleh kalor dan kerja juga konstan terhadap waktu, dengan demikian $\frac{dE_{cv}}{dt} = 0$. Hal ini dapat dilihat dari persamaan :

Persamaan Energi dengan hukum Termodinamika:

$$\dot{m}(u_t + pv + \frac{1}{2}V^2 + gz)_{in} - \dot{m}(u_t + pv + \frac{1}{2}V^2 + gz)_{out} + \dot{Q} - \dot{W} = 0 \dots\dots\dots (2.3)$$

$$\text{Untuk enthalpy : } h = u_t + pv \dots\dots\dots (2.4)$$

$$\dot{m}(h_{in} - h_{out}) = \dot{m}c_p(T_{in} - T_{out}) \dots\dots\dots (2.5)$$

Dengan : c_p = kalor spesifik

T = temperatur

Dengan asumsi Δ energi kinetik dan potensial diabaikan serta tidak ada kerja. Maka didapatkan:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p(T_{in} - T_{out}) \dots\dots\dots (2.6)$$

Dengan menggunakan penerapan kesetimbangan laju massa dan energi pada volume atur dari tiap bagian peralatan utama dapat dijelaskan sebagai berikut.

Kerja yang dihasilkan oleh steam turbin :

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_i - h_o) \dots\dots\dots (2.7)$$

Kalor yang dikeluarkan oleh kondenser :

$$\dot{Q}_{cv} = \dot{m}(h_i - h_o) \dots\dots\dots (2.8)$$

Kerja yang dibutuhkan oleh pompa :

$$\dot{W}_{cv} = \dot{m}(h_o - h_i) \dots\dots\dots (2.9)$$

Kalor yang dibutuhkan oleh boiler dan reheat :

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_o - h_i) \dots\dots\dots (2.10)$$

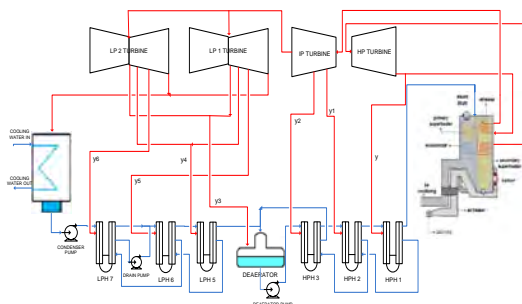
Mencari fraksi massa di setiap feedwater heater (closed feed) :

$$y' = \frac{h_o - h_i}{(h_{uin} - h_{uout})}$$

III. METODE PENELITIAN

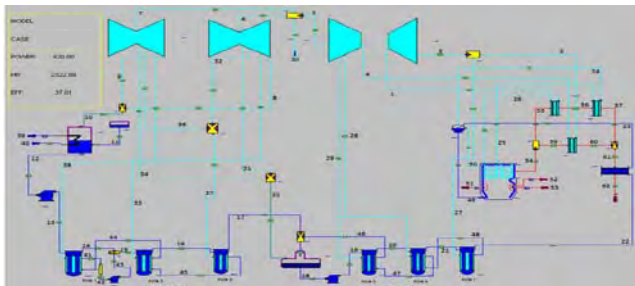
III.1 Pemodelan Kondisi Eksisting Pembangkit pada *Software Gatecycle*

Desain PLTU yang akan dibangun di *Gatecycle* berdasarkan skema aliran massa seperti pada gambar 3. Pada gambar 3 properti-properti dari pembangkit berasal dari data PLTU berkapasitas 420 MW. PLTU tersebut memiliki sumber panas uap yang berasal dari boiler yang berbahan bakar batubara. Kemudian, pada PLTU tersebut daya yang dibangkitkan berasal dari empat turbin, yaitu turbin HP, turbin IP, dan 2 buah turbin LP. Selain itu sistem pemanas untuk air pengumpan terdapat 6 sistem air-pemanas tertutup dan 1 buah deaerator.



Gambar 4 Aliran massa model PLTU 420 MW

Kemudian berdasarkan susunan tersebut di atas permodelan pembangkit di *Gatecycle* dibangun seperti gambar di bawah :



Gambar 5 Kondisi awal PLTU 420 MW pada Gatecycle

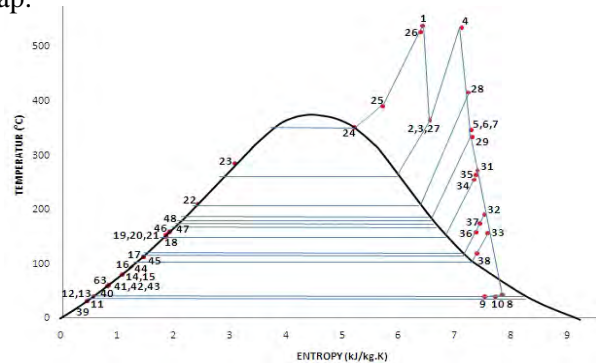
Gambar 5 merupakan kondisi awal pembangkit yang dibangun pada *Software Gatecycle* berdasarkan data dari PLTU 420 MW. Proses membangun pembangkit pada *Gatecycle* diawali dengan memasukkan data yang diperoleh dari desain awal pembangkit.

III.2 Analisa Termodinamika Pembangkit

Tugas akhir ini menggunakan model PLTU Batubara berkapasitas 420 MW, dimana model tersebut menggunakan turbin yang terdiri dari *High Pressure Turbine* (HP *Steam Turbine*), *Intermediate Pressure Turbine* (IP *Steam Turbine*) dan dua *Low Pressure Turbine* (LP *Steam Turbine*) dimana HP Turbine tidak memiliki ekstraksi, IP Turbine memiliki 1 ekstraksi, dan LP Turbine masing-masing memiliki 3 ekstraksi.

Komponen-komponen tersebut disimulasikan berkerja dalam kondisi riil. Selain itu, proses kompresi

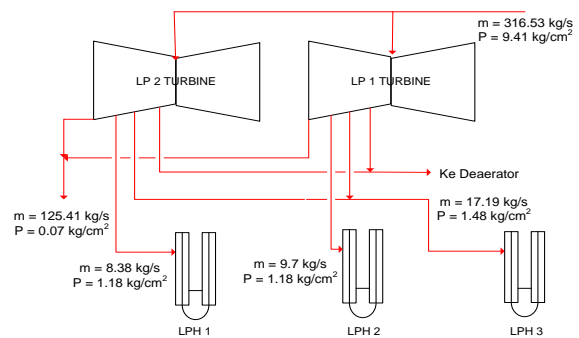
dan ekspansi tidak dapat secara ideal isentropic dan juga proses penambahan dan pelepasan panas tidak secara ideal isobar. Berdasarkan pada grafik T-S diagram di bawah ini terlihat titik-titik yang menggambarkan bahwa kondisi di tiap komponen tidak terjadi secara ideal karena peninjauan berdasarkan *software Gate Cycle*. Siklus pembangkit tenaga uap menggunakan fluida kerja dua fase berupa cairan dan uap.



Gambar 6. Diagram T-S PLTU Kapasitas 420 MW

III.3 Variasi pada *Low Pressure Turbine*

Pada tugas akhir ini akan diteliti mengenai dampak dari variasi tekanan dan persentase massa ekstraksi turbin pada *LP Turbine*. Variasi tersebut berpedoman pada standar dari General Electric untuk PLTU yang menggunakan sistem ekstraksi turbin terkontrol dengan variasi ekstraksi *steam* yang akan dilakukan pada penelitian tugas akhir ini yaitu berkisar 16% dari aliran uap utama yang masuk ke turbin.



Gambar 7. Kondisi awal Turbin LP1 dan LP2

Kondisi awal PLTU untuk aliran steam utama yang masuk turbin LP adalah sebesar 316.53 kg/s dengan tekanan sebesar 9.41 kg/cm². Kemudian aliran yang menuju LPH 7 sebesar 8.38 kg/s atau 5% dari total massa yang masuk turbin dengan tekanan 1.18 kg/cm². Selanjutnya aliran menuju LPH 6 sebesar 9.7 kg/s atau 6% dari total massa yang masuk turbin dengan tekanan 1.18 kg/cm² dan aliran menuju LPH 5 sebesar 17.19 kg/s atau 5% dari total massa dengan tekanan 1.48 kg/cm².

Tugas akhir ini bertujuan untuk mengoptimalkan penggunaan *feedwater heater* dengan memvariasi persentase laju aliran massa pada turbin LP yang menuju ke LPH 1, LPH 2 dan LPH 3 sesuai dengan

standar GE dengan total massa uap ekstraksi sebesar 16% dari total uap utama yang masuk pada turbin. Selanjutnya tekanan dan uap ekstraksi yang masuk ke LPH 1, LPH 2 dan LPH 3 akan divariasikan secara bertahap.

Variasi dilakukan dengan menggunakan 2 variabel, yaitu tekanan dan massa ekstraksi. Untuk tekanan, variasi dilakukan dengan mengubah nilai tekanan pada masing ekstraksi dengan menambah atau mengurangi tekanan sebesar 0.5 kg/cm^2 dimana P1 merupakan tekanan masuk LPH 1, P2 merupakan tekanan masuk LPH 2 dan P3 merupakan tekanan masuk LPH 3. Sedangkan untuk massa ekstraksi dengan mengubah nilai persentase ekstraksi sebesar 1% namun tetap dengan nilai total persen massa ekstraksi sebesar 16% dari total massa yang masuk sebagai variabel kontrol. Dimana nilai persentase awal untuk masing – masing ekstraksi pertama, kedua dan ketiga adalah 5% : 6% : 5%.

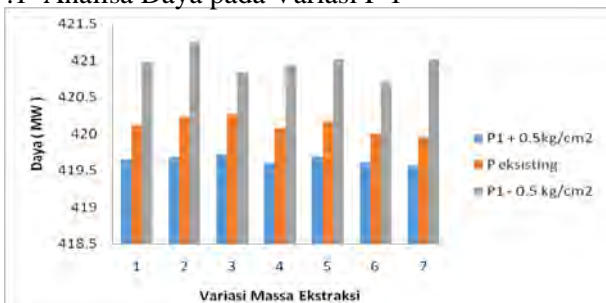
IV. ANALISA DAN PEMBAHASAN

Berdasarkan hasil running dari GateCycle pada tiap variasi didapatkan hasil sebagai berikut :

Tabel 2. Data Hasil variasi tekanan dan massa ekstraksi turbin LP

No.	Variasi Turbin LP P Ekstr. (kg/cm ²)		% massa ekstraksi							
			eksisting	6% : 5% : 5%	6% : 6% : 4%	5% : 5% : 6%	5% : 7% : 4%	4% : 7% : 5%	4% : 6% : 6%	
1	P eksisting	eff.	37.29156113	37.30159378	37.30543137	37.28698349	37.29540253	37.2816391	37.27737808	
		hestrate	2305.650146	2305.030029	2304.792725	2305.93335	2305.412842	2306.263672	2306.527344	
		power	420.1190186	420.2320251	420.2752991	420.0674438	420.1622925	420.0072632	419.959259	
2	P1+0.5 ; P2 ; P3	eff.	37.24940109	37.25233459	37.25600433	37.24573517	37.25321198	37.24715424	37.24271011	
		hestrate	2308.259766	2308.077881	2307.850342	2308.487061	2308.023438	2308.398926	2308.674316	
		power	419.644043	419.677124	419.7184448	419.6027527	419.6869812	419.6187439	419.5686646	
3	P1-0.5 ; P2 ; P3	eff.	37.3678093	37.39256668	37.35477066	37.36433411	37.37228394	37.3443985	37.37095642	
		hestrate	2300.945557	2299.422119	2301.748779	2301.159424	2300.699922	2302.388184	2300.751709	
		power	420.9780273	421.256897	420.8311157	420.9388428	421.0284119	420.7142334	421.0134583	
4	P1 ; P2+0.5 ; P3	eff.	37.25325394	37.27003098	37.26725006	37.25531387	37.25115204	37.23511505	37.23928452	
		hestrate	2308.020996	2306.981934	2307.154297	2307.893311	2308.151123	2309.145508	2308.886719	
		power	419.687439	419.8764648	419.8451233	419.7106628	419.6637573	419.4830933	419.5300903	
5	P1 ; P2-0.5 ; P3	eff.	37.29151535	37.3014946	37.30574799	37.28700638	37.29564667	37.28171158	37.27742767	
		hestrate	2305.653076	2305.036131	2304.773438	2305.931885	2305.397461	2306.259277	2306.52417	
		power	420.1184998	420.230896	420.2788391	420.0677185	420.1650696	420.0080566	419.9597778	
6	P1 ; P2 ; P3+0.5	eff.	37.27013779	37.28052902	37.28646851	37.26416779	37.27643585	37.26054382	37.25421578	
		hestrate	2306.975586	2306.332725	2305.965088	2307.345215	2306.585448	2307.569336	2307.961426	
		power	419.877655	419.9947205	420.0616455	419.8103943	419.9486389	419.7695618	419.6982727	
7	P1 ; P2 ; P3-0.5	eff.	37.26881027	37.27854156	37.2144165	37.27144623	37.22919464	37.2591629	37.2600708	
		hestrate	2307.057617	2306.455322	2310.429688	2306.894531	2309.512695	2307.654785	2307.598633	
		power	419.8627014	419.973511	419.2499084	419.892395	419.4164124	419.7540588	419.7642517	

IV.1 Analisa Daya pada Variasi P 1



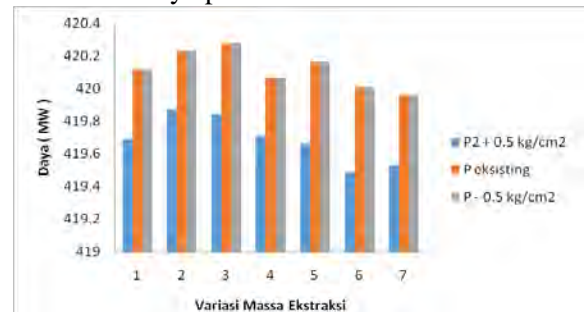
Gambar 8. Grafik Pengaruh Variasi P1 Terhadap Daya Pembangkit

Gambar 8 menunjukkan pengaruh variasi daya terhadap daya pembangkit. Pada grafik tersebut terdapat 3 buah garis yang mewakili nilai tekanan ekstraksi turbin yang memasuki LPH1, dimana nilai daya tertinggi pada variasi tekanan P1 - 0.5 kg/cm^2 , kemudian diikuti pada keadaan P eksisting dan nilai terendah pada keadaan P + 0.5 kg/cm^2 . Selanjutnya dapat dilihat pula pada variasi tekanan P1 - 0.5

kg/cm^2 , nilai daya tertinggi terdapat pada variasi massa ekstraksi ke 2, yaitu 6% menuju LPH 1, 5% menuju LPH 2 dan 5% menuju LPH 3 dengan menghasilkan daya sebesar 421.257 MW.

Perubahan nilai daya tersebut disebabkan oleh perubahan jumlah massa uap ekstraksi pada LPH 1. Hal tersebut dapat dilihat melalui persamaan $h = u + pv$, dimana nilai h dan p berbanding lurus. Sehingga pengurangan nilai pada P1 membuat nilai Δh semakin besar sehingga nilai W_{turbin} juga meningkat.

IV.2 Analisa Daya pada Variasi P 2

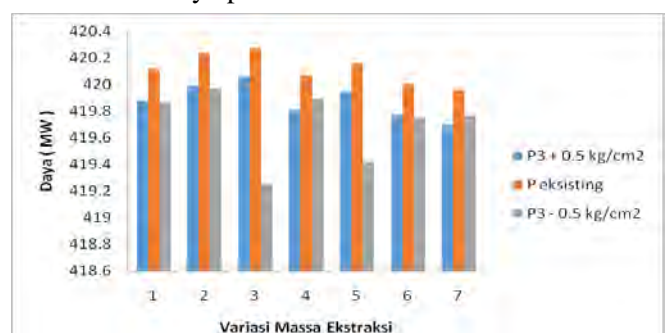


Gambar 9. Grafik Pengaruh Variasi P2 Terhadap Daya Pembangkit

Gambar 9 menunjukkan pengaruh variasi P2 terhadap daya pembangkit. Pada grafik tersebut terdapat 3 buah garis yang mewakili nilai tekanan ekstraksi turbin yang memasuki ke LPH, dimana nilai daya antara P eksisting dengan P2 - 0.5 kg/cm^2 terlihat berdempetan, namun pada variasi tekanan P1 - 0.5 kg/cm^2 memiliki nilai yang sedikit lebih tinggi kemudian diikuti pada keadaan P eksisting dan nilai terendah pada keadaan P + 0.5 kg/cm^2 . Dapat dilihat pula pada variasi tekanan P1 - 0.5 kg/cm^2 , nilai daya tertinggi terdapat pada variasi massa ekstraksi ke 3, yaitu 6% menuju LPH 1, 6% menuju LPH 2 dan 4% menuju LPH 3 dengan menghasilkan daya sebesar 420.2788 MW.

Perubahan nilai daya tersebut disebabkan oleh perubahan jumlah massa uap ekstraksi pada LPH 1. Hal tersebut dapat dilihat melalui persamaan $h = u + pv$, dimana nilai h dan p berbanding lurus. Sehingga pengurangan nilai tekanan P2 membuat nilai Δh semakin besar sehingga nilai W_{turbin} juga meningkat.

IV.3 Analisa Daya pada Variasi P 3



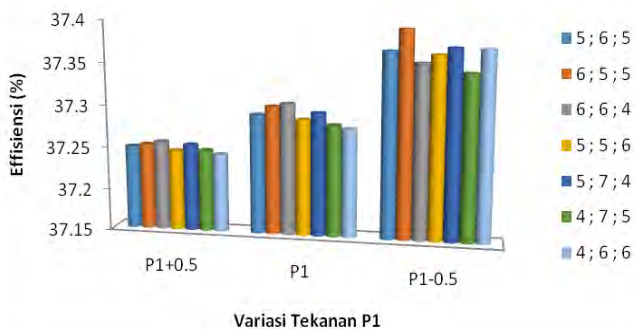
Gambar 10. Grafik Pengaruh Variasi P3 Terhadap Daya Pembangkit

Gambar 10 menunjukkan pengaruh variasi P3 terhadap daya pembangkit. Pada grafik tersebut terdapat 3 buah garis yang mewakili nilai tekanan ekstraksi turbin yang memasuki ke LPH, dimana nilai daya pada P eksisting memiliki nilai yang paling tinggi kemudian diikuti pada keadaan P 3+ 0.5 dan nilai terendah pada keadaan P3 - 0.5 kg/cm². Selanjutnya dapat dilihat pula pada variasi tekanan P eksisting, nilai daya tertinggi terdapat pada variasi massa ekstraksi ke 3, yaitu 6% menuju LPH 1, 6% menuju LPH 2 dan 4% menuju LPH 3 dengan menghasilkan daya sebesar 420.2753 MW.

Perubahan nilai daya tersebut disebabkan oleh perubahan jumlah massa uap ekstraksi pada LPH 1. Hal tersebut dapat dilihat melalui persamaan $h = u + pv$, dimana nilai h dan p berbanding lurus. Sehingga pengurangan nilai tekanan P2 membuat nilai Δh semakin besar sehingga nilai W_{turbin} juga meningkat.

Pada grafik diatas, nilai daya tertinggi terdapat pada P eksisting, atau dengan kata lain tekanan eksisting P3 merupakan tekanan optimal. Dimana ketika tekanan dinaikkan ataupun diturunkan akan membuat efisiensi pembangkit menurun.

IV.4 Analisa Nilai Efisiensi pada Variasi P 1



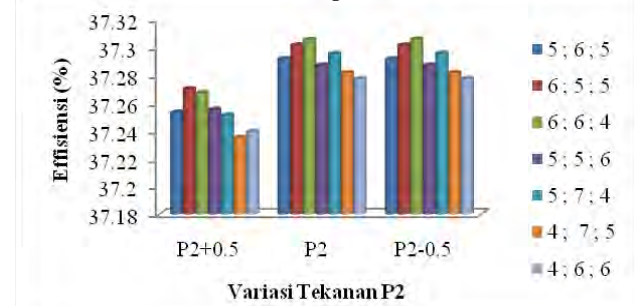
Gambar 11. Grafik Pengaruh Variasi P1 Terhadap Efisiensi

Gambar 11 menunjukkan pengaruh variasi P1 terhadap efisiensi pembangkit. Pada grafik diatas terdapat 3 nilai pada P1, dimana tiap nilai tekanan terdapat 7 buah nilai yang masing-masing memiliki nilai % massa ekstraksi yang berbeda. Dimana tiap variasi memiliki nilai yang fluktuatif, dengan efisiensi tertinggi terdapat pada variasi tekanan P1 - 0.5 kg/cm², lalu diikuti pada keadaan P eksisting dan nilai terendah pada keadaan P + 0.5 kg/cm². Dapat dilihat pula pada variasi tekanan P1 - 0.5 kg/cm², nilai efisiensi terbaik terdapat pada variasi massa ekstraksi ke 2, yaitu 6% menuju LPH 1, 5% menuju LPH 2 dan 5% menuju LPH 3 dengan nilai efisiensi sebesar 37.39%.

Perubahan nilai efisiensi tersebut disebabkan oleh perubahan Jumlah massa uap ekstraksi pada LPH 1. Hal tersebut dapat dilihat melalui persamaan $h = u + pv$, dimana nilai h dan p berbanding lurus. Lalu dilihat pada persamaan efisiensi, $Eff. = (\dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{pompa}) / \dot{Q}_{total}$. Penurunan nilai P1 menyebabkan kenaikan nilai W_{turbin} , sehingga dari persamaan ini

dapat dijelaskan bahwa pengurangan nilai pada P1 mengakibatkan kenaikan pada nilai efisiensi.

IV.5 Analisa Nilai Efisiensi pada Variasi P 2



Gambar 12. Grafik Pengaruh Variasi P2 Terhadap Efisiensi

Gambar 4.11 menunjukkan pengaruh variasi P2 terhadap efisiensi pembangkit. Pada grafik diatas terdapat 3 variasi nilai pada P2, dimana tiap nilai tekanan terdapat 7 buah nilai yang masing-masing memiliki nilai % massa ekstraksi yang berbeda. Pada tiap variasi memiliki nilai yang fluktuatif, dengan efisiensi tertinggi antara variasi tekanan P eksisting dengan nilai P2 - 0.5 kg/cm² berdekatan, lalu nilai terendah pada keadaan P2 + 0.5 kg/cm² dengan nilai yang dapat terlihat pada Tabel 5.

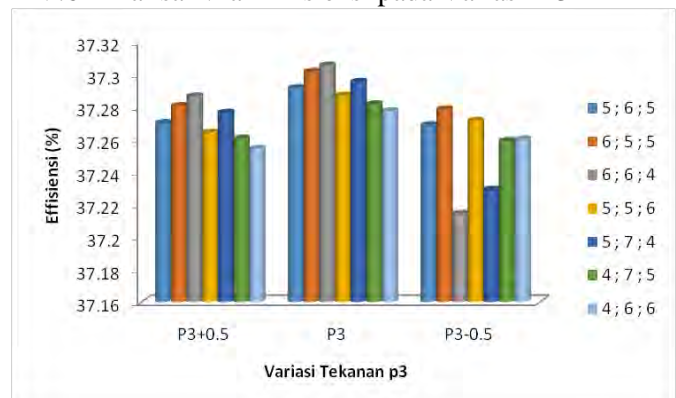
Tabel 5 Nilai Efisiensi pada Variasi Tekanan P2

	eksisting	6% : 5% : 5%	6% : 6% : 4%	5% : 5% : 6%	5% : 7% : 4%	4% : 7% : 5%	4% : 6% : 6%
P1 ; P2+0.5 ; P3	37.25325394	37.27003098	37.26725006	37.25531387	37.25115204	37.23511505	37.23928452
P eksisting	37.29156113	37.30159378	37.30543137	37.28698349	37.29540253	37.2816391	37.27737808
P1 ; P2-0.5 ; P3	37.29151535	37.3014946	37.30574799	37.28700638	37.29564667	37.28171158	37.27742767

Dapat dilihat pula pada variasi tekanan P1 - 0.5 kg/cm², nilai efisiensi terbaik terdapat pada variasi massa ekstraksi ke 2, yaitu 6% menuju LPH 1, 5% menuju LPH 2 dan 5% menuju LPH 3 dengan nilai efisiensi sebesar 37.31%.

Perubahan nilai efisiensi tersebut disebabkan oleh perubahan Jumlah massa uap ekstraksi pada LPH 2. Hal tersebut dapat dilihat melalui persamaan $h = u + pv$, dimana nilai h dan p berbanding lurus. Lalu dilihat pada persamaan efisiensi, $Eff. = (\dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{pompa}) / \dot{Q}_{total}$. Penurunan nilai P2 menyebabkan kenaikan nilai W_{turbin} , sehingga dari persamaan ini dapat dijelaskan bahwa pengurangan nilai pada P2 mengakibatkan kenaikan pada nilai efisiensi.

IV.6 Analisa Nilai Efisiensi pada Variasi P 3

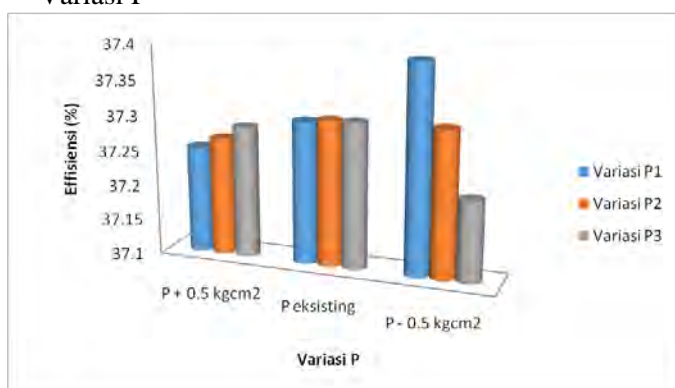


Gambar 13. Grafik Pengaruh Variasi P3 Terhadap Efisiensi

Gambar 13. menunjukkan pengaruh variasi terhadap efisiensi pembangkit. Pada grafik diatas terdapat 3 variasi nilai pada P3, dimana tiap nilai tekanan terdapat 7 buah nilai yang masing-masing memiliki nilai % massa ekstraksi yang berbeda. Pada tiap variasi memiliki nilai yang fluktuatif, dengan efisiensi tertinggi pada tekanan P eksisting diikuti nilai $P1 + 0.5 \text{ kg/cm}^2$, lalu nilai terendah pada keadaan $P - 0.5 \text{ kg/cm}^2$. Dapat dilihat pula pada variasi tekanan $P1 - 0.5 \text{ kg/cm}^2$, nilai efisiensi terbaik terdapat pada variasi massa ekstraksi ke 3, yaitu 6% menuju LPH 1, 6% menuju LPH 2 dan 4% menuju LPH 3 dengan nilai efisiensi sebesar 37.305%.

Hasil grafik yang didapat ini menjelaskan bahwa nilai tekanan eksisting merupakan nilai optimal, yang apabila nilainya dikurang ataupun ditambahkan hasilnya akan menurunkan efisiensi pembangkit secara keseluruhan. Pada posisi P eksisting, nilai efisiensi terbaik terdapat pada perbandingan massa ekstraksi 6% menuju LPH 1, 6% menuju LPH 2 dan 4% menuju LPH 3.

IV.7 Grafik Gabungan Efisiensi Masing-Masing Variasi P



Gambar 14. Grafik Gabungan Efisiensi Masing-masing Variasi P

Dari gambar 14 dapat diketahui bahwa nilai efisiensi terbaik terdapat pada variasi tekanan P1 dengan trend grafik yang meningkat dimana nilai efisiensi tertinggi terdapat pada variasi P1 - 0.5 kg/cm^2 sebesar 37.39%. Pada variasi P2 memiliki trend grafik naik dengan nilai efisiensi tertinggi pada variasi P2 - 0.5 kg/cm^2 sebesar 37.31% dan pada variasi P3 memiliki trend grafik *parabolic* yaitu meningkat lalu turun tajam pada posisi P3 - 0.5 kg/cm^2 dengan nilai tertinggi pada P eksisting dengan nilai efisiensi 37.30%.

Berdasarkan persamaan $\eta = (\dot{W}_{\text{turbin}} - \dot{W}_{\text{pompa}}) / \dot{Q}_{\text{total}}$ dimana penurunan nilai P1 menyebabkan kenaikan nilai \dot{W}_{turbin} secara signifikan, sehingga dapat dijelaskan bahwa pengurangan nilai tekanan pada variasi P1 mengakibatkan kenaikan pada nilai efisiensi paling besar dibanding nilai variasi yang lain.

V. KESIMPULAN/RINGKASAN

Setelah dilakukan analisa mengenai keseluruhan hasil perhitungan terhadap pengaruh perubahan aliran massa dan tekanan ekstraksi Turbin LP terhadap performa PLTU 420 MW maka dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Melakukan variasi pada tekanan ekstraksi memberikan pengaruh pada daya dan efisiensi pembangkit. Nilai terbaik didapat dengan menaikkan tekanan pada aliran masuk LPH 1 sebesar 0.5 kg/cm^2 .
2. Dari 7 macam komposisi aliran massa ekstraksi pada Turbin LP didapat 1 nilai yang memiliki efisiensi terbaik, yaitu pada nilai 6% menuju LPH 1, 5% menuju LPH 2 dan 5% menuju LPH 3.
3. Hasil dari optimalisasi pembangkit dengan mengubah nilai tekanan dan komposisi massa ekstraksi didapatkan hasil berupa peningkatan efisiensi pembangkit sebesar 0.1% menjadi 37.39 %.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis Yon Satria Go mengucapkan terima kasih kepada Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichani., M.Eng sebagai dosen pembimbing tugas akhir atas bimbingan dan arahnya dalam proses penyusunan jurnal ilmiah. Penulis juga mengucapkan terima kasih kepada kedua orang tua dan kolega atas semua motivasi dan dukungan dalam penyusunan jurnal ilmiah. Ucapan terima kasih dan hormat kepada semua dosen, karyawan dan mahasiswa Teknik Mesin yang telah mengajarkan ilmu, pengalaman yang sangat bermakna selama penulis berkuliah di ITS.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Moran, Michael J and Shapiro, Howard N., "Termodinamika Teknik Jilid 1", edisi 4, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1994
- [2] Dendi Junaidi, dkk. Kesetimbangan Massa dan Kalor Serta Efisiensi Pembangkit Listrik Tenaga Uap Pada Berbagai Perubahan Beban dengan Menvariasikan Jumlah Feedwater Heater, Yogyakarta ; 2011.
- [3] M.M. Rashidi, dkk, *Thermodynamic Analysis of a Steam Power Plant with Double Reheat and Feed Water Heaters*, 2005.
- [4] Srinivas, T. dkk. *Generalized Thermodynamic Analysis of Steam Power Cycles with 'n' Number of Feedwater Heaters*, Gudlavalluru; 2007.

SIDANG TUGAS AKHIR



OPTIMALISASI PERFORMA PLTU KAPASITAS 420 MW MENGGUNAKAN VARIASI TEKANAN DAN MASSA EKSTRAKSI PADA TURBIN LP

YON SATRIA GO

2109100140

DOSEN PEMBIMBING : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani M.Eng.



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

BAB I

BAB II

BAB III

BAB IV

BAB V

DONE

• LATAR BELAKANG

	2004		2005		2006		2007		2008		2009		2010		2011		2012	
	GWh	%	GWh	%	GWh	%	GWh	%	GWh	%	GWh	%	GWh	%	GWh	%	GWh	%
Pembangkitan																		
1. Produksi PLN	96.192		101.282		104.469		111.241		118.047		120.459		131.710		142.739		149.783	
2. Produksi Non-PLN (IPP dan PPU)	23.970		26.088		28.640		31.199		31.390		34.379		38.076		40.682		50.508	
Total Produksi Bruto	120.162		127.370		133.108		142.441		149.437		154.838		169.786		183.421		200.291	
Pemakaian Sendiri Pembangkit & Losses	18.956		14.237		14.736		15.239		15.094		15.484		15.954		17.066		19.429	
Total Produksi Netto	101.206		113.133		118.372		127.202		134.343		139.354		153.832		166.355		180.862	
Pemakaian Akhir	100.097		107.032		112.610		121.247		129.019		134.582		147.297		157.993		173.990	
1. Industri	40.324	40,3	42.448	39,7	43.615	38,7	45.803	37,8	47.969	37,2	46.204	34,3	50.985	34,6	54.725	34,6	60.176	34,6
2. Komersial	21.185	21,2	17.023	15,9	18.416	16,4	20.608	17,0	22.926	17,8	24.825	18,4	27.157	18,4	28.309	17,9	30.988	17,8
3. Publik	5.927	5,9	6.377	6,0	6.826	6,1	7.511	6,2	7.940	6,2	8.607	6,4	9.330	6,3	9.848	6,2	10.694	6,1
4. Rumah Tangga	38.588	38,6	41.184	38,5	43.753	38,9	47.325	39,0	50.184	38,9	54.945	40,8	59.825	40,6	65.110	41,2	72.133	41,5





BAB I

BAB II

BAB III

BAB IV

BAB V

DONE

• RUMUSAN MASALAH

mencari pengaruh rasio tekanan dan fraksi massa ekstraksi turbin uap yang menuju *feedwater heater* agar mendapatkan performansi terbaik pada sistem pembangkit secara keseluruhan.

BAB I

BAB II

BAB III

BAB IV

BAB V

DONE

• TUJUAN PENELITIAN

- Menghitung efisiensi eksisting atau kondisi awal PLTU pada kondisi beban 100% dengan pemodelan powerplant menggunakan software *GateCycle*.
- Membuat analisa perhitungan manual sistem powerplant dengan menggunakan analisa secara termodinamika untuk memvalidasi model yang telah dibangun.
- Mengetahui pengaruh besaran variasi tekanan dan fraksi massa ekstraksi turbin terhadap daya dan efisiensi yang dihasilkan oleh PLTU.

KENAPA PLTU?

Karena PLTU merupakan pembangkit yang paling banyak digunakan

KELEBIHAN PLTU :

- BAHAN BAKAR → PADAT, CAIR, GAS
- KAPASITAS BERVARIASI
- COCOK UNTUK MEMIKUL BEBAN DASAR
- KONTINYUITAS OPERASI TINGGI
- LIFE TIME LAMA

KEKURANGAN PLTU :

- BERGANTUNG PADA PASOKAN BAHAN BAKAR
- TIDAK DAPAT BEROPERASI TANPA BANTUAN LISTRIK DARI LUAR
- MEMBUTUHKAN AIR PENDINGIN YANG BANYAK DAN KONTINYU
- INVESTASI AWAL MAHAL

BAB I

BAB II

BAB III

BAB IV

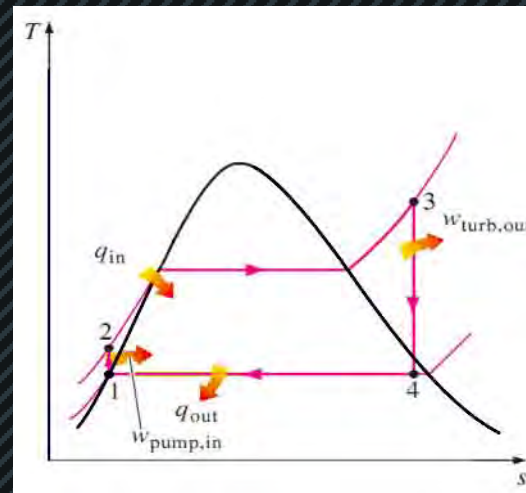
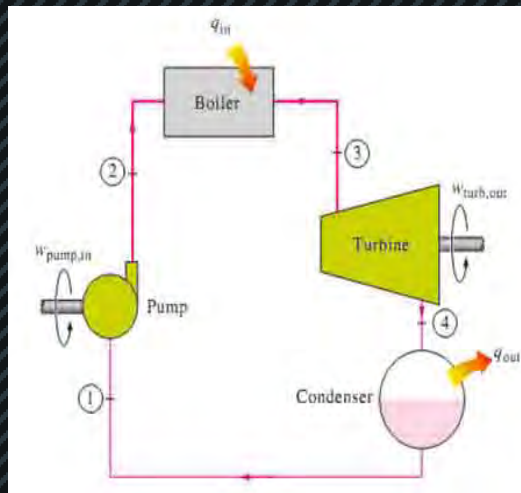
BAB V

DONE

• DASAR TEORI

• SIKLUS RANKINE

PLTU → UAP → SIKLUS RANKINE



$$\eta = \frac{W_t/\dot{m} - W_p/\dot{m}}{Q_{in}/\dot{m}}$$

SKEMA DAN T-S DIAGRAM SIKLUS RANKINE PADA PLTU

BAB I

BAB II

BAB III

BAB IV

BAB V

DONE

• ANALISA THERMODINAMIKA

BALANS ENERGI

$$\dot{m}(u_t + pv + \cancel{\frac{1}{2}V^2} + \cancel{gz})_{in} - \dot{m}(u_t + pv + \cancel{\frac{1}{2}V^2} + \cancel{gz})_{out} + q - \cancel{\dot{W}} = 0$$

energi kinetik diabaikan

energi potensial diabaikan

tidak ada kerja

Steady state

Untuk *enthalpy*:

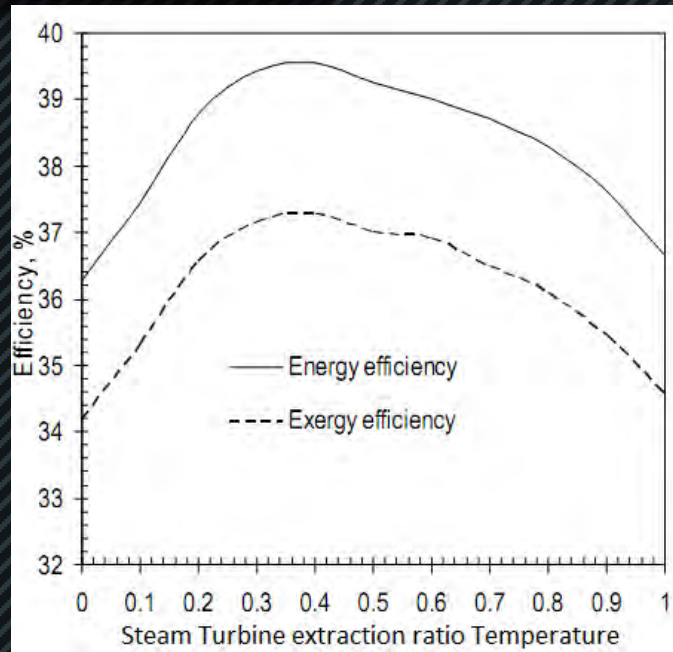
$$i = u_t + pv$$

$$\dot{m}(i_{in} - i_{out}) = \dot{m}c_p(T_{in} - T_{out})$$

Maka didapatkan:

$$q = \dot{m} c_p (T_{in} - T_{out})$$

• PENELITIAN TERDAHULU

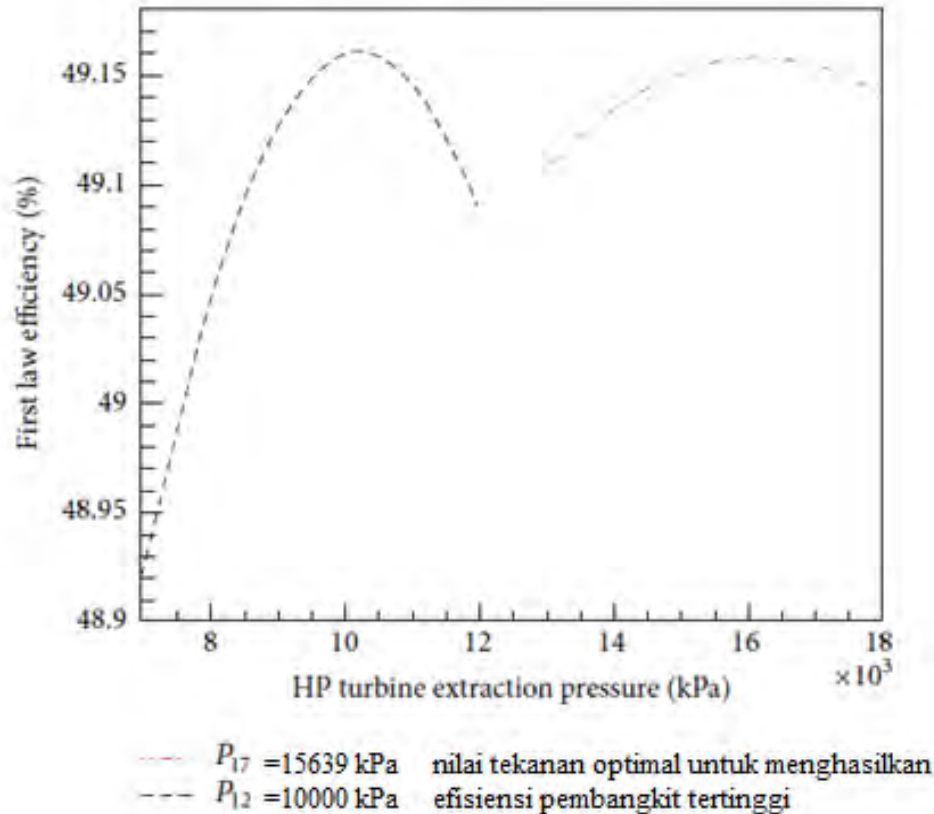


T. Srinivas dkk dalam jurnalnya yang berjudul *“Generalized Thermodynamic Analysis of Steam Power Cycles with ‘n’ Number of Feedwater Heaters”*

Jumlah massa ekstraksi turbin sebesar 30% dari jumlah masuk turbin akan memperbaiki efisiensi pembangkit listrik dan apabila kurang atau lebih dari 30% akan menurunkan daya pembangkit sehingga efisiensi menurun

$$\eta = \frac{POWER}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{m} \Delta h}{m_{coal} \times LHV}$$

• PENELITIAN TERDAHULU



Thermodynamic Analysis of a Steam Power Plant with Double Reheat and Feed Water Heater Disusun oleh M. M. Rashidi, dkk.

Peningkatan tekanan pada ekstraksi turbin akan meningkatkan nilai efisiensi pembangkit sampai titik tertentu dan selanjutnya terjadi penurunan karena nilai Δh menurun

BAB I

BAB II

BAB III

BAB IV

BAB V

DONE

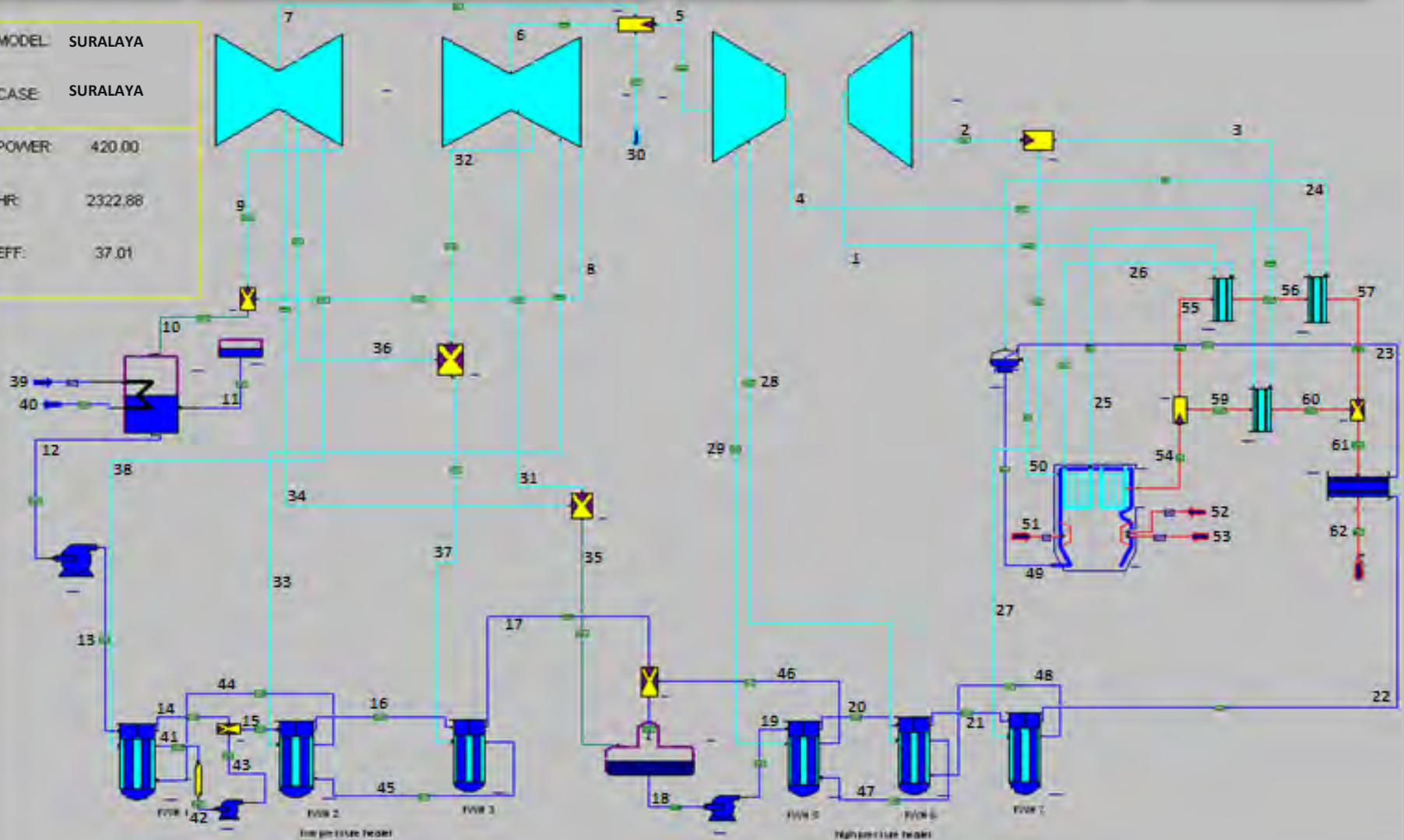
MODEL: SURALAYA

CASE: SURALAYA

POWER: 420.00

HR: 2322.88

EFF: 37.01



BAB I

BAB II

BAB III

BAB IV

BAB V

DONE

Membuat Permodelan
Pembangkit
menggunakan
Software Gatecycle



Memasukan nilai
properties Pada tiap
komponen

Mendapat Grafik :
- Eff. Power Plan
-Power



Melakukan Variasi
pada tekanan dan %
massa ekstraksi turbin
LP

convergen



BAB I

BAB II

BAB III

BAB IV

BAB V

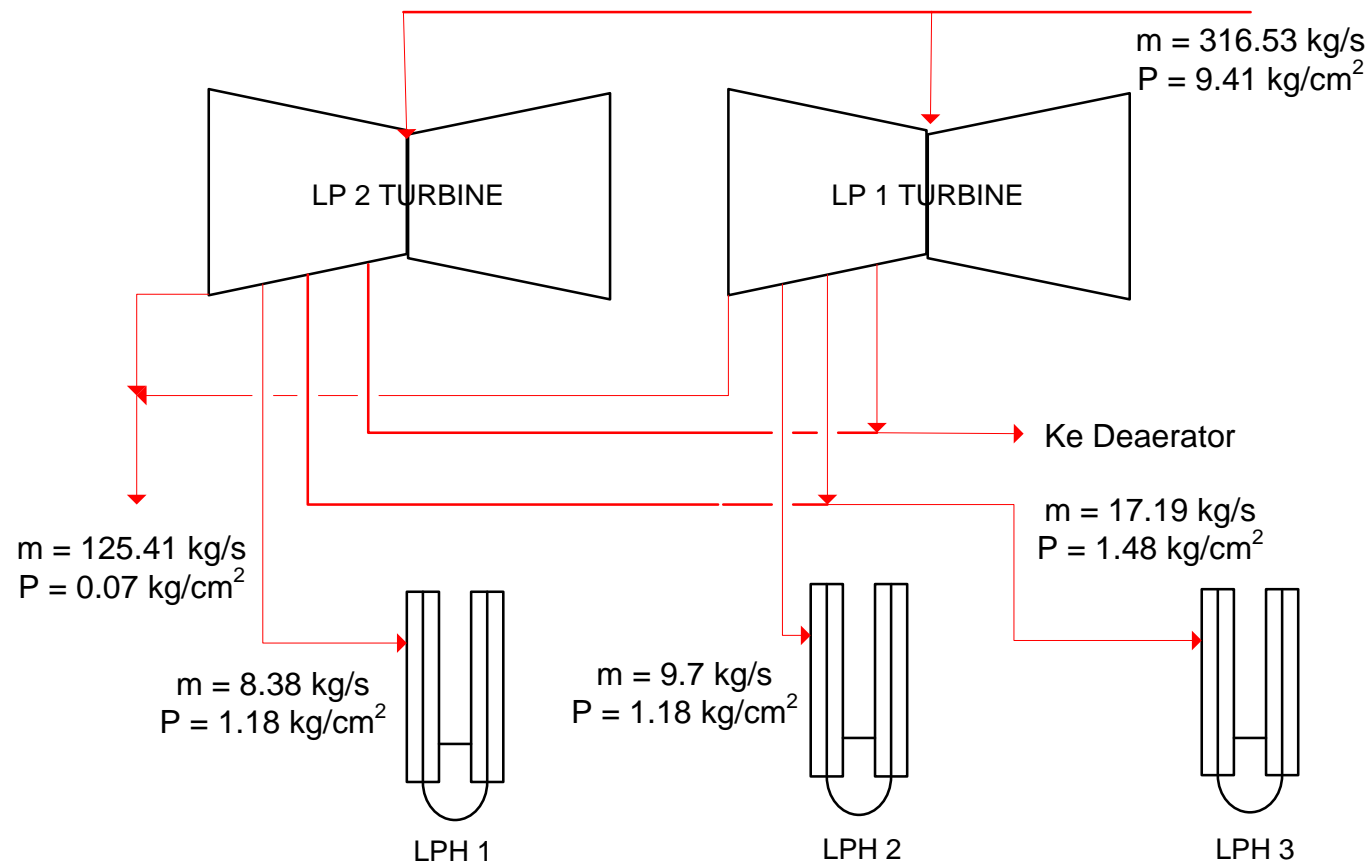
DONE

Perbandingan hasil pada Gatecycle dengan Perhitungan Thermodinamika

PLTU SURALAYA 420 MW

KOMPONEN		Tk.Keadaan	Temp (C)	Pressure	m(kg/s)	H (kJ/kg)	Daya (Kw)	
				(Bar)			Thermo	Gatecycle
Boiler								
Boiler	in	22	210.4629	170.1396	353.5203	904.9173	994782.362	968714.364
	out	1	538.0001	170.1396	353.5203	3396.0034		
Reheater	in	3	356.8653	41.0000	319.7364	3108.5762	135652.14	146283.723
	out	4	534.9001	41.0000	319.7364	3524.4976		
Turbin								
HP Turbin	in	1	538.0001	170.1396	353.5203	3396.0034	101615	101610.502
	out	2	356.8653	41.0000	353.5205	3108.5762		
IP Turbin	in	4	534.9001	41.0000	319.7364	3524.4976	127951	127946.148
	ext.1 out	28	414.9297	18.7000	0.9873	3282.5508		
	ext.2out	29	346.3963	10.5000	2.2222	3148.9446		
	out	5	333.4140	9.4093	316.5269	3123.6699		
LP 1 Turbin	in	6	333.4140	9.4093	158.8437	3123.6699	91697	91695.6522
	ext.1 out	31	270.6871	4.7700	15.1307	3004.1357		
	ext.2out	32	190.0604	1.8800	8.5962	2850.7878		
	ext.3out	33	155.7304	1.2000	9.7043	2786.0532		
	out	8	41.8076	0.0829	125.4125	2451.7678		
LP 2 Turbin	in	7	333.4140	9.4093	157.5322	3123.6699	107418	107875.59
	ext.1 out	34	253.8736	4.7700	15.1307	2969.3870		
	ext.2out	36	157.0153	1.8800	8.5962	2783.8984		
	ext.3out	38	118.2640	1.2000	8.3927	2710.7983		
	out	9	38.7512	0.0704	125.4125	2333.0366		
Pompa								
Cond. Exhaust Pump	in	12	38.4155	0.0704	262.8482	160.4815	395.14	394.849902
	out	13	38.5214	12.2369	262.8482	161.9837		
Drain Pump	in	42	44.1814	1.2000	35.2895	184.6559	68.66	48.1988553
	out	43	44.2819	12.2369	35.2895	186.0217		
Feed Water Pump	in	18	149.3577	4.7693	353.5203	629.0045	7812	7811.66718
	out	19	152.1578	170.1396	353.5203	651.1013		
Q total							1130434.5	1114998.09
Effisiensi							0.371897	0.37746538

- Kondisi Awal Tekanan dan Massa Ekstraksi Turbin LP



BAB I

BAB II

BAB III

BAB IV

BAB V

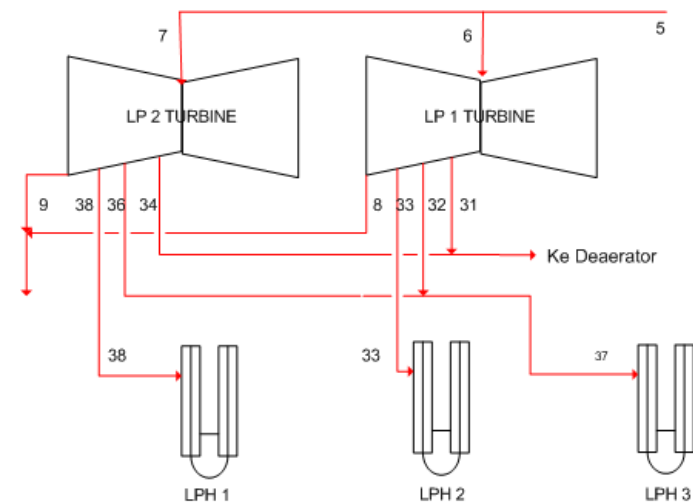
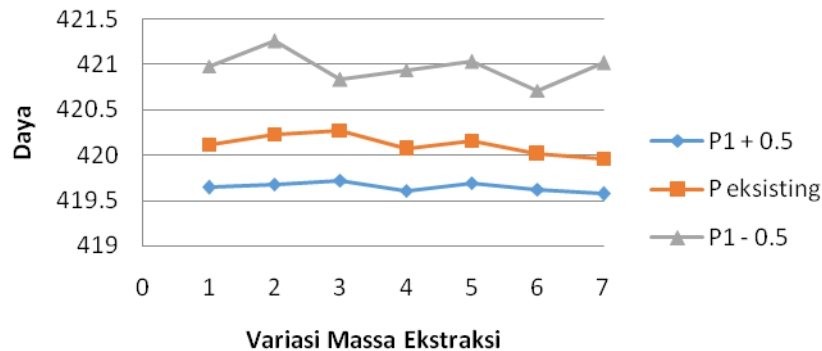
DONE

No.	Variasi Turbin LP		% massa ekstraksi						
	P ekstr. (kg/cm ²)		eksisting	6% : 5% : 5%	6% : 6% : 4%	5% : 5% : 6%	5% : 7% : 4%	4% : 7% : 5%	4% : 6% : 6%
1	P eksisting	eff.	37.29156113	37.30159378	37.30543137	37.28698349	37.29540253	37.2816391	37.27737808
		heatrate	2305.650146	2305.030029	2304.792725	2305.93335	2305.412842	2306.263672	2306.527344
		eff. Boiler	0.6739961	0.6739961	0.6739961	0.673996777	0.6739961	0.6739961	0.6739961
		power	420.1190186	420.2320251	420.2752991	420.0674438	420.1622925	420.0072632	419.959259
2	P1+0.5 ; P2 ; P3	eff.	37.24940109	37.25233459	37.25600433	37.24573517	37.25321198	37.24715424	37.24271011
		heatrate	2308.259766	2308.077881	2307.850342	2308.487061	2308.023438	2308.398926	2308.674316
		eff. Boiler	0.673996777	0.6739961	0.673996777	0.673998005	0.6739961	0.673996777	0.673996777
		power	419.644043	419.677124	419.7184448	419.6027527	419.6869812	419.6187439	419.5686646
3	P1-0.5 ; P2 ; P3	eff.	37.3678093	37.39256668	37.35477066	37.36433411	37.37228394	37.3443985	37.37095642
		heatrate	2300.945557	2299.422119	2301.748779	2301.159424	2300.669922	2302.388184	2300.751709
		eff. Boiler	0.673996777	0.673996777	0.6739961	0.6739961	0.673996777	0.673996777	0.673996777
		power	420.9780273	421.256897	420.8311157	420.9388428	421.0284119	420.7142334	421.0134583
4	P1 ; P2+0.5 ; P3	eff.	37.25325394	37.27003098	37.26725006	37.25531387	37.25115204	37.23511505	37.23928452
		heatrate	2308.020996	2306.981934	2307.154297	2307.893311	2308.151123	2309.145508	2308.886719
		eff. Boiler	0.673996777	0.673996777	0.673996777	0.6739961	0.6739961	0.6739961	0.6739961
		power	419.687439	419.8764648	419.8451233	419.7106628	419.6637573	419.4830933	419.5300903
5	P1 ; P2-0.5 ; P3	eff.	37.29151535	37.3014946	37.30574799	37.28700638	37.29564667	37.28171158	37.27742767
		heatrate	2305.653076	2305.036133	2304.773438	2305.931885	2305.397461	2306.259277	2306.52417
		eff. Boiler	0.6739961	0.673996777	0.673996777	0.6739961	0.673996777	0.673996777	0.6739961
		power	420.1184998	420.230896	420.2788391	420.0677185	420.1650696	420.0080566	419.9597778
6	P1 ; P2 ; P3+0.5	eff.	37.27013779	37.28052902	37.28646851	37.26416779	37.27643585	37.26054382	37.25421524
		heatrate	2306.975586	2306.332275	2305.965088	2307.345215	2306.585449	2307.569336	2307.961426
		eff. Boiler	0.6739961	0.6739961	0.673996777	0.673996777	0.6739961	0.6739961	0.6739961
		power	419.877655	419.9947205	420.0616455	419.8103943	419.9486389	419.7695618	419.6982727
7	P1 ; P2 ; P3-0.5	eff.	37.26881027	37.27854156	37.2144165	37.27144623	37.22919464	37.2591629	37.2600708
		heatrate	2307.057617	2306.455322	2310.429688	2306.894531	2309.512695	2307.654785	2307.598633
		eff. Boiler	0.673996777	0.6739961	0.673996777	0.6739961	0.673996777	0.673996777	0.6739961
		power	419.8627014	419.9723511	419.2499084	419.892395	419.4164124	419.7540588	419.7642517

- ANALISA DAYA

- Variasi pada Tekanan dan Massa Ekstraksi Turbin LP

Daya vs Variasi P 1

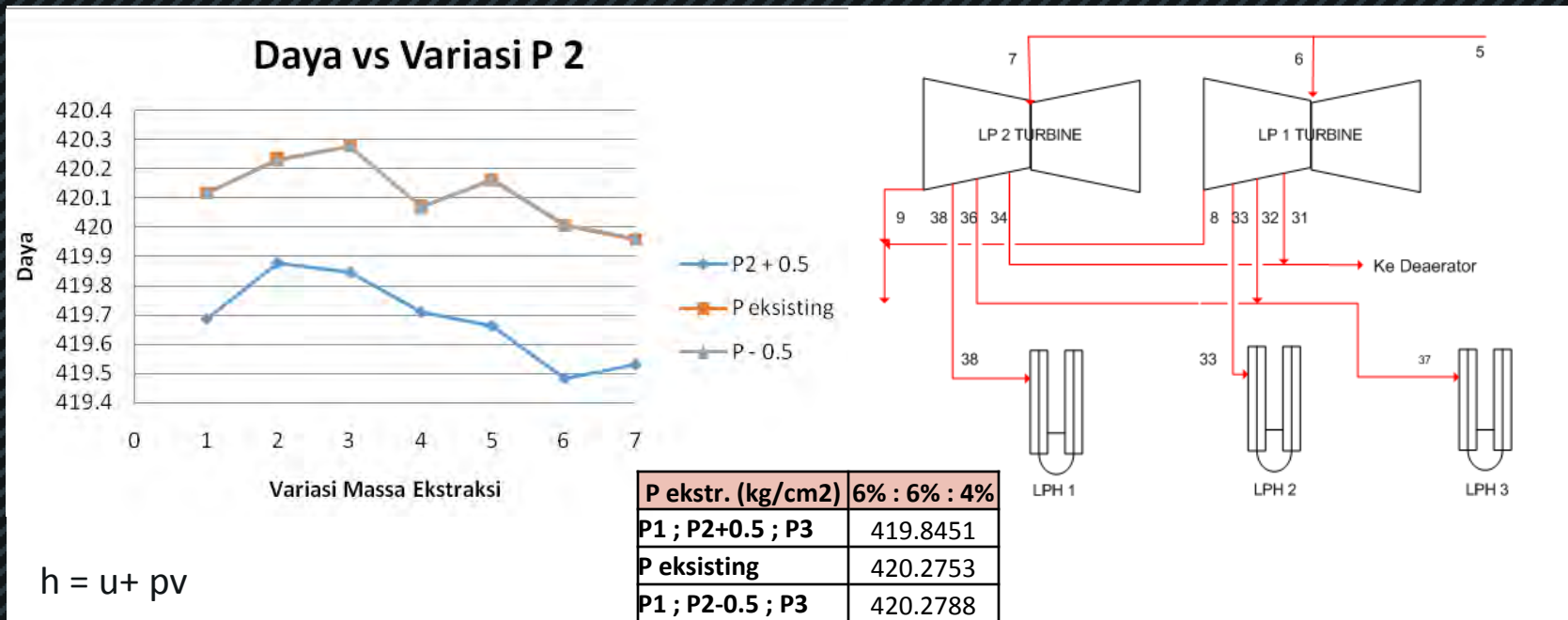


$$h = u + pv$$

$$W_{LP2\text{turbin}} = m_7(h_7 - h_{34}) + (m_7 - m_{34})(h_{34} - h_{36}) + (m_7 - m_{34} - m_{36})(h_{36} - h_{38}) + (m_7 - m_{34} - m_{36} - m_{38})(h_{38} - h_9)$$

$$W_{LP1\text{turbin}} = m_6(h_6 - h_{31}) + (m_6 - m_{31})(h_{31} - h_{32}) + (m_6 - m_{31} - m_{32})(h_{32} - h_{33}) + (m_6 - m_{31} - m_{32} - m_{33})(h_{33} - h_8)$$

• Variasi pada Tekanan dan Massa Ekstraksi Turbin LP



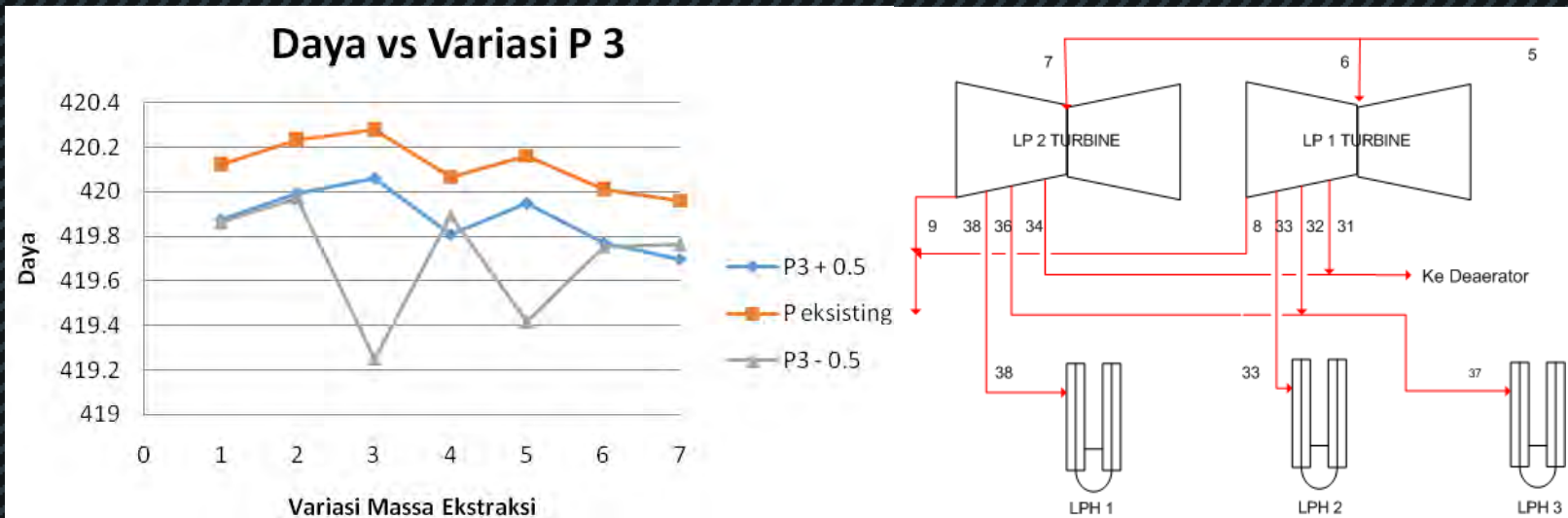
$$h = u + pv$$

$$W_{LP2turbin} = m_7(h_7 - h_{34}) + (m_7 - m_{34})(h_{34} - h_{36}) + (m_7 - m_{34} - m_{36})(h_{36} - h_{38}) + (m_7 - m_{34} - m_{36} - m_{38})(h_{38} - h_9)$$

$$W_{LP1turbin} = m_6(h_6 - h_{31}) + (m_6 - m_{31})(h_{31} - h_{32}) + (m_6 - m_{31} - m_{32})(h_{32} - h_{33}) + (m_6 - m_{31} - m_{32} - m_{33})(h_{33} - h_8)$$

- ANALISA DAYA

- Variasi pada Tekanan dan Massa Ekstraksi Turbin LP



$$h = u + pv$$

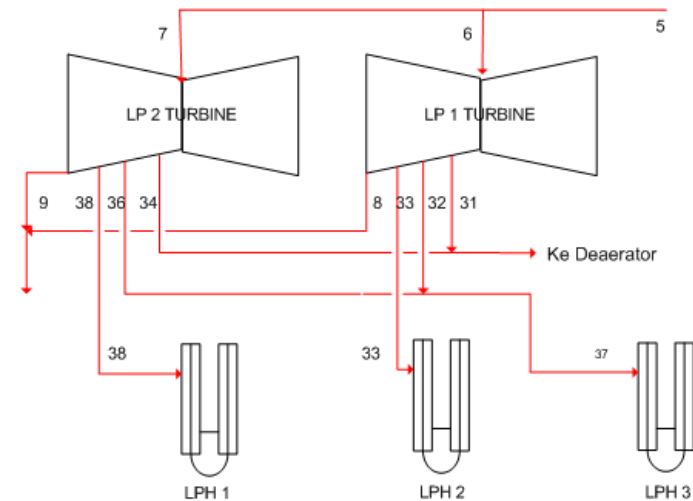
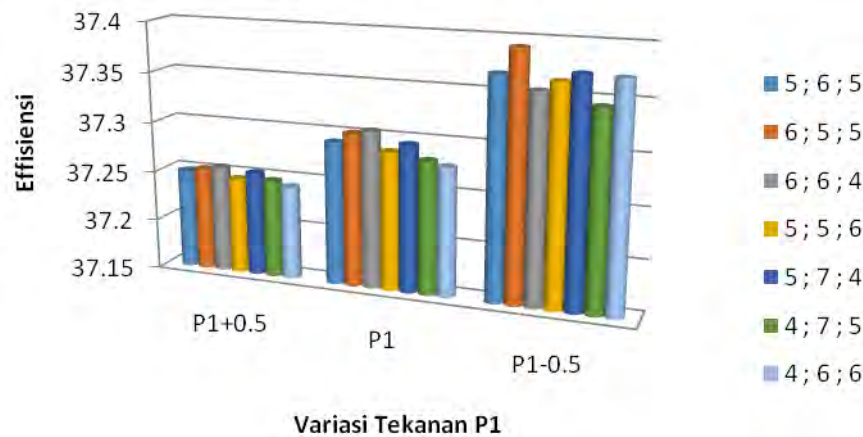
$$W_{LP2turbin} = m_7(h_7 - h_{34}) + (m_7 - m_{34})(h_{34} - h_{36}) + (m_7 - m_{34} - m_{36})(h_{36} - h_{38}) + (m_7 - m_{34} - m_{36} - m_{38})(h_{38} - h_9)$$

$$W_{LP1turbin} = m_6(h_6 - h_{31}) + (m_6 - m_{31})(h_{31} - h_{32}) + (m_6 - m_{31} - m_{32})(h_{32} - h_{33}) + (m_6 - m_{31} - m_{32} - m_{33})(h_{33} - h_8)$$

- ANALISA EFFISIENSI

- Variasi pada Tekanan dan Massa Ekstraksi Turbin LP

Eff. vs Var. P1



$$h = u + pv$$

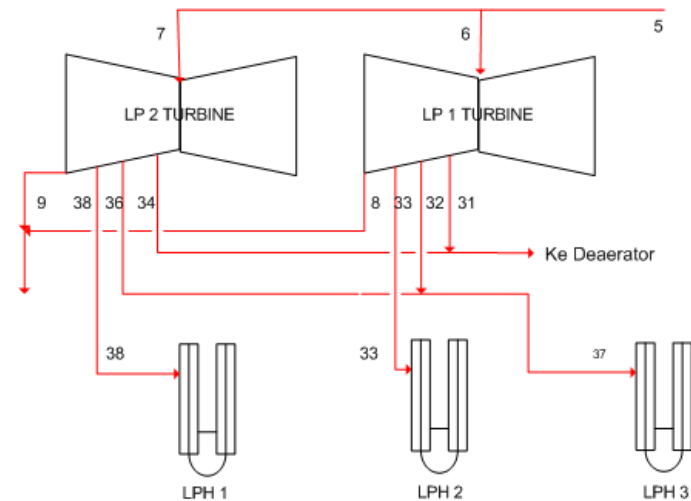
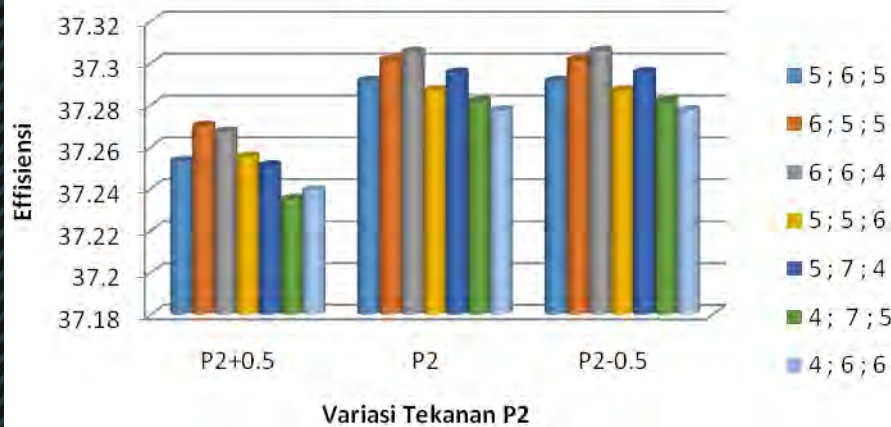
$$\text{Eff.} = (W_{\text{turbin}} - W_{\text{pompa}}) / Q_{\text{total}}$$

$$W_{\text{LP2turbin}} = m_7(h_7 - h_{34}) + (m_7 - m_{34})(h_{34} - h_{36}) + (m_7 - m_{34} - m_{36})(h_{36} - h_{38}) + (m_7 - m_{34} - m_{36} - m_{38})(h_{38} - h_9)$$

- ANALISA EFFISIENSI

- Variasi pada Tekanan dan Massa Ekstraksi Turbin LP

Eff. vs Var P2



$$h = u + pv$$

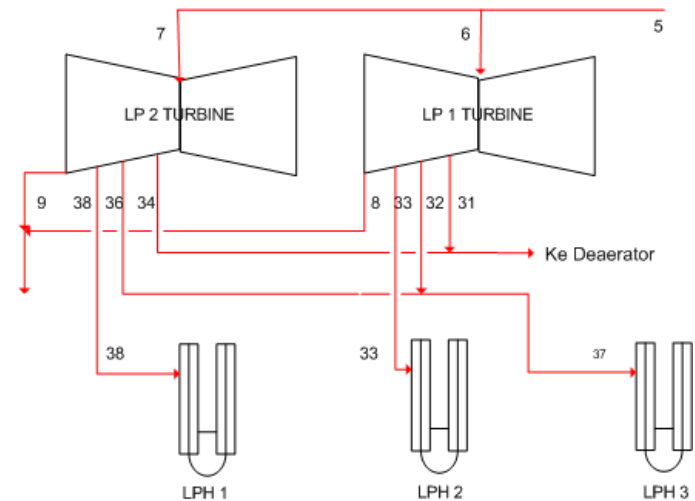
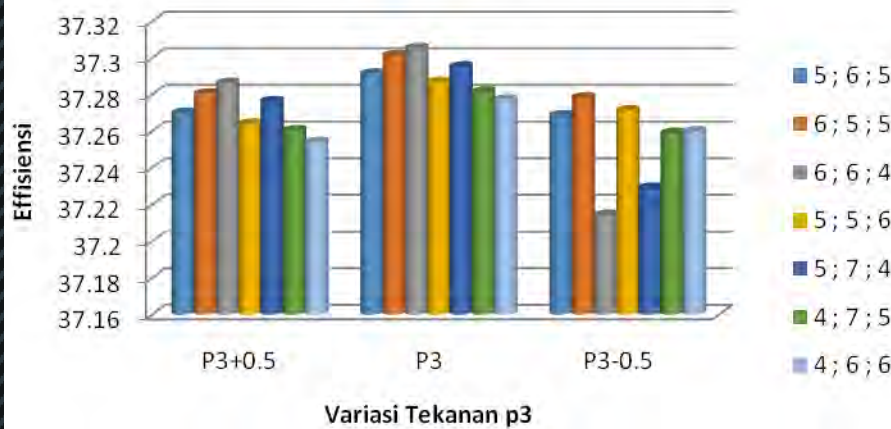
$$\text{Eff.} = (W_{\text{turbin}} - W_{\text{pompa}}) / Q_{\text{total}}$$

$$W_{\text{LP1turbin}} = m_6(h_6 - h_{31}) + (m_6 - m_{31})(h_{31} - h_{32}) + (m_6 - m_{31} - m_{32})(h_{32} - h_{33}) + (m_6 - m_{31} - m_{32} - m_{33})(h_{33} - h_8)$$

• ANALISA EFFISIENSI

• Variasi pada Tekanan dan Massa Ekstraksi Turbin LP

Eff vs Var. P3



$$h = u + pv$$

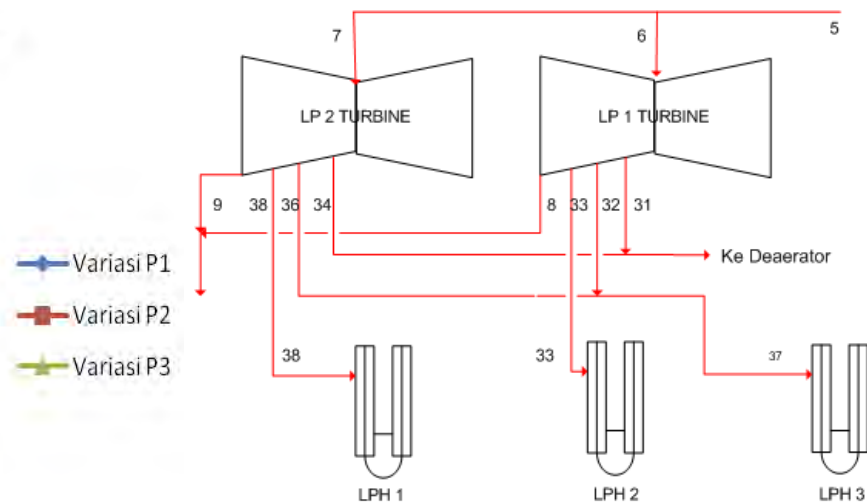
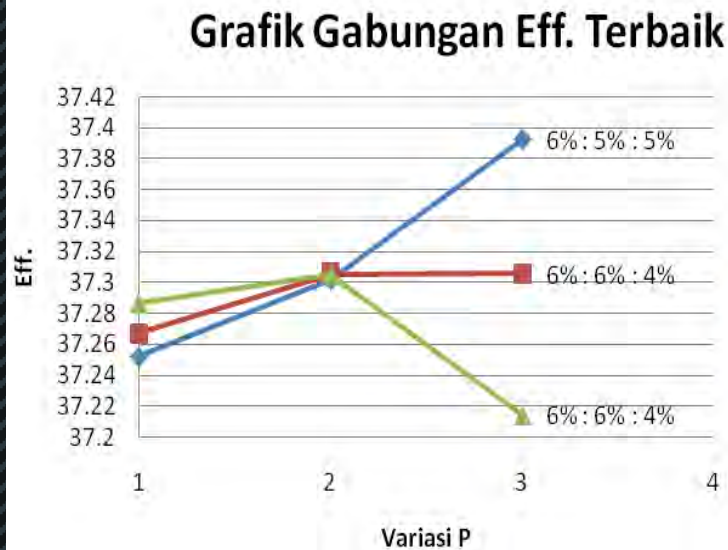
$$\text{Eff.} = (W_{\text{turbin}} - W_{\text{pompa}}) / Q_{\text{total}}$$

$$W_{\text{LP1turbin}} = m_6(h_6 - h_{31}) + (m_6 - m_{31})(h_{31} - h_{32}) + (m_6 - m_{31} - m_{32})(h_{32} - h_{33}) + (m_6 - m_{31} - m_{32} - m_{33})(h_{33} - h_8)$$

$$W_{\text{LP2turbin}} = m_7(h_7 - h_{34}) + (m_7 - m_{34})(h_{34} - h_{36}) + (m_7 - m_{34} - m_{36})(h_{36} - h_{38}) + (m_7 - m_{34} - m_{36} - m_{38})(h_{38} - h_9)$$

- ANALISA EFFISIENSI

- Grafik gabungan Eff. Terbaik ditiap variasi P



$$h = u + pv$$

$$\text{Eff.} = (W_{\text{turbin}} - W_{\text{pompa}}) / Q_{\text{total}}$$

$$W_{\text{LP1turbin}} = m_6(h_6 - h_{31}) + (m_6 - m_{31})(h_{31} - h_{32}) + (m_6 - m_{31} - m_{32})(h_{32} - h_{33}) + (m_6 - m_{31} - m_{32} - m_{33})(h_{33} - h_8)$$

$$W_{\text{LP2turbin}} = m_7(h_7 - h_{34}) + (m_7 - m_{34})(h_{34} - h_{36}) + (m_7 - m_{34} - m_{36})(h_{36} - h_{38}) + (m_7 - m_{34} - m_{36} - m_{38})(h_{38} - h_9)$$

BAB I

BAB II

BAB III

BAB IV

BAB V

DONE

KESIMPULAN

1. Melakukan variasi pada tekanan ekstraksi memberikan pengaruh pada daya dan efisiensi pembangkit. Nilai terbaik didapat dengan menaikkan tekanan pada aliran masuk LPH 1 sebesar 0.5 kg/cm^2 .
2. Dari 7 macam komposisi aliran massa ekstraksi pada Turbin LP didapat 1 nilai yang memiliki efisiensi terbaik, yaitu pada nilai 6% menuju LPH 1, 5% menuju LPH 2 dan 5% menuju LPH 3.
3. Hasil dari optimalisasi pembangkit dengan mengubah nilai tekanan dan komposisi massa ekstraksi didapatkan hasil berupa peningkatan efisiensi pembangkit sebesar 0.1% menjadi 37.39 %.

SEKIAN
DAN
TERIMA KASIH